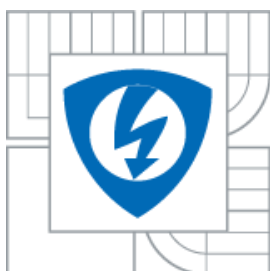




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH
TECHNOLOGIÍ**

ÚSTAV ELEKTROENERGETIKY

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION
DEPARTMENT OF ELECTRICAL POWER ENGINEERING

ABSORPČNÍ TEPELNÁ ČERPADLA PRO MALÉ APLIKACE

ABSORPTION HEAT PUMPS FOR SMALL APPLICATIONS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

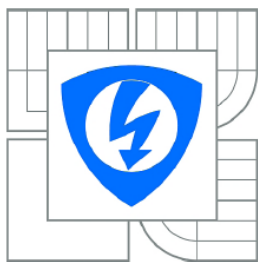
JIŘÍ PEJCL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

ING. PETR MASTNÝ, Ph.D.

BRNO 2010



VYSOKÉ UČENÍ
TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta elektrotechniky
a komunikačních technologií

Ústav elektroenergetiky

Bakalářská práce

bakalářský studijní obor
Silnoproudá elektrotechnika a elektroenergetika

Student: Jiří Pejcl
Ročník: 3

ID: 109707
Akademický rok: 2009/2010

NÁZEV TÉMATU:

Absorpční tepelná čerpadla pro malé aplikace

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

1. princip funkce tepelných čerpadel
 - ☐ - Carnotův cyklus
 - ☐ - základní komponenty
 - ☐ - chladiva
2. absorpční tepelná čerpadla - porovnání s kompresorovými
3. návrh systému s absorpčním tepelným čerpadlem
4. energetické zhodnocení navrženého systému, specifikace jeho uplatnění

DOPORUČENÁ LITERATURA:

podle pokynů vedoucího práce

Termín zadání: 8.2.2010

Termín odevzdání: 31.5.2010

Vedoucí práce: Ing. Petr Mastný, Ph.D.

doc. Ing. Čestmír Ondrůšek, CSc.
Předseda oborové rady

UPOZORNĚNÍ:

Autor bakalářské práce nesmí při vytváření bakalářské práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č.40/2009 Sb.

Bibliografická citace práce:

PEJCL, J. *Absorpční tepelná čerpadla pro malé aplikace*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2010. 50 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Mastný, Ph.D.

Prohlašuji, že jsem svou **bakalářskou práci** vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v přiloženém seznamu.

Zároveň bych na tomto místě chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Petru Mastnému, Ph.D. za připomínky a čas, který věnoval mé práci.

.....

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřena na absorpční tepelná čerpadla pro malé aplikace. Cílem práce je shrnout základní rozdíly mezi kompresorovými tepelnými čerpadly a absorpčními tepelnými čerpadly. A navrhnout systém s absorpčním tepelným čerpadlem, který je v závěru energeticky zhodnocen.

V úvodní části jsou tyto tepelná čerpadla konstrukčně popsána, jsou zde i vysvětleny principy funkce těchto zařízení. Dále objevíte porovnání absorpčních tepelných čerpadel s kompresorovými tepelnými čerpadly.

Další celek je zaměřen na návrh systému s absorpčním tepelným čerpadlem. Zde je navržen systém s absorpční jednotkou, která umožňuje vytápět a chladit. A také se solárním systémem, který bude doplňovat ohřev teplé užitkové vody.

Závěrečná část je věnována energetickému zhodnocení navrženého systému, pro toto vyhodnocení jsou provedeny základní výpočty potřeby energií.

KLÍČOVÁ SLOVA: Tepelné čerpadlo; absorpční tepelné čerpadlo; carnotův cyklus; absorbér; chladič; potřeba energie.

ABSTRACT

This bachelor work is focused on absorption heat pumps for small applications. The aim of this work is to compile the basic differences between compression heat pumps and absorption heat pumps. And also to propose the system with absorption heat pump, which is energetically classified in the end of the work.

In the opening part there is the constructional description of these heat pumps, there are explained basic principles of these mechanisms. Then you will find the comparison of absorption heat pumps and compression heat pumps.

Next fraction is concerned with design of the system with absorption heat pump. There is the system with absorption unit designed - this unit enables to heat and to cool. And also with solar system, which will support the heating process of supply water.

Final part is applied to energetic evaluation of designed system, for purpose of this evaluation are made basic counts of required energy.

KEY WORDS: Heat Pump; absorption heat pump; carnot cycle; absorber; cooler; energy requirement.

OBSAH

SEZNAM OBRÁZKŮ.....	8
SEZNAM TABULEK	9
SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	10
1 ÚVOD	12
2 TEPELNÁ ČERPADLA – KOMPRESOROVÁ.....	13
2.1 HISTORIE TEPELNÝCH ČERPADER	13
2.2 POPIS FUNKCE TEPELNÉHO ČERPADER.....	13
2.3 CARNOTŮV CYKLUS	14
2.4 ZÁKLADNÍ KOMPONENTY TČ.....	15
2.4.1 KOMPRESORY	15
2.4.2 VÝPARNÍKY	17
2.4.3 KONDENZÁTORY.....	17
2.4.4 EXPANZNÍ VENTIL.....	17
2.4.5 PRESOSTATY	18
2.5 POUŽÍVANÁ CHLADIVA PRO TEPELNÁ ČERPADLA	18
3 ABSORPČNÍ TEPELNÁ ČERPADLA	20
3.1 HISTORIE ABSORPČNÍCH TEPELNÝCH ČERPADER	20
3.2 PRINCIP ABSORPČNÍHO TEPELNÉHO ČERPADER.....	20
3.3 DVOJITÝ CARNOTŮV CYKLUS	22
3.4 ZÁKLADNÍ KOMPONENTY ATČ.....	22
3.4.1 ABSORBÉR	22
3.4.2 PODCHLAZOVAČ	23
3.4.3 GENERÁTOR (VYPUZOVAČ, REKTIFIKAČNÍ KOLONA)	23
3.4.4 DEFLEGMÁTOR	23
3.5 PRACOVNÍ LÁTKY	23
3.5.1 VODA	23
3.5.2 BROMID LITHNÝ	23
3.5.3 ČPAVEK.....	24
4 POROVNÁNÍ ABSORPČNÍCH A KOMPRESOROVÝCH TEPELNÝCH ČERPADER	25
4.1 ABSORPČNÍ TEPELNÁ ČERPADLA	25
4.2 TEPELNÁ ČERPADLA	25
4.3 TOPNÝ FAKTOR A CHLADÍCÍ FAKTOR	26
5 NÁVRH SYSTÉMU S ABSORPČNÍM TEPELNÝM ČERPADLEM	27
5.1 POŽADAVKY INVESTORA	27
5.1.1 SHRUTÍ DŮLEŽITÝCH UKAZATELŮ PRO NÁVRH:	27
5.2 ZADANÉ POŽADAVKY NA NAVRHOVANÝ SYSTÉM	27
5.3 NÁVRH ŘEŠENÍ	27

5.4 DŮLEŽITÉ ODVĚTVÍ	28
5.4.1 LEGIONELLY	28
5.4.2 MIKROKLIMA	29
6 POTŘEBA ENERGIE	30
6.1 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT	30
6.2 POTŘEBA ENERGIE NA VYTÁPĚNÍ	32
6.3 POTŘEBA ENERGIE NA CHLAZENÍ	33
6.4 POTŘEBA ENERGIE NA OHŘEV TUV	34
6.5 SHRUTÍ.....	35
7 NÁVRH KOMPONENT SYSTÉMU	36
7.1 NÁVRH GAHP-AR PRO.....	36
7.2 NÁVRH AKUMULAČNÍ NÁDRŽE.....	38
7.3 NÁVRH ZÁSOBNÍKU TUV A SOLÁRNÍHO SYSTÉMU	39
8 SPOTŘEBA ENERGIE SYSTÉMU.....	41
8.1 GAHP-AR PRO	41
8.2 ROČNÍ PLATBA ZA PLYN A ELEKTRICKOU ENERGII.....	42
9 ENERGETICKÉ ZHODNOCENÍ	44
10 ZÁVĚR.....	45
POUŽITÁ LITERATURA	46
PŘÍLOHA A SCHÉMA ZAPOJENÍ.....	48
PŘÍLOHA B NÁVRHOVÉ TABULKY TEPELNÝCH VÝKONŮ PRO VYTÁPĚNÍ.....	49
PŘÍLOHA C NÁVRHOVÉ TABULKY TEPELNÝCH VÝKONŮ PRO CHLAZENÍ	50

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obrázek 1-1: Porovnání účinností výroby tepla pro vytápění</i>	<i>12</i>
<i>Obrázek 2-1: Princip TČ [13]</i>	<i>13</i>
<i>Obrázek 2-2: Carnotův cyklus T-s diagram</i>	<i>14</i>
<i>Obrázek 2-3: Carnotův cyklus p-V diagram</i>	<i>15</i>
<i>Obrázek 2-4: Pístový kompresor Copeland [1]</i>	<i>16</i>
<i>Obrázek 2-5: Výřez Scroll kompresoru [22]</i>	<i>16</i>
<i>Obrázek 2-6: Deskový výměník [23]</i>	<i>17</i>
<i>Obrázek 2-7: Princip termostatického expanzního ventilu [25]</i>	<i>18</i>
<i>Obrázek 3-1: Jednostupňový oběh absorpčního tepelného čerpadla</i>	<i>21</i>
<i>Obrázek 3-2: Dvojitý Carnotův cyklus</i>	<i>22</i>
<i>Obrázek 4-1: Závislost topného faktoru primárního a základního pro různé typy TČ [14]</i>	<i>26</i>
<i>Obrázek 7-1: Absorpční tepelné čerpadlo firmy Robur [20]</i>	<i>36</i>
<i>Obrázek 7-2: Akumulační nádrž PS 5000, bez izolace [16]</i>	<i>39</i>
<i>Obrázek 7-3: Program pro navržení solárního systému [18]</i>	<i>40</i>
<i>Obrázek 8-1: Tepelná zátěž pro vytápění [20]</i>	<i>41</i>

SEZNAM TABULEK

<i>Tabulka 6-1: Vypočítané tepelné ztráty.....</i>	<i>31</i>
<i>Tabulka 6-2: Vstupní parametry pro výpočet potřeby tepla pro vytápění</i>	<i>32</i>
<i>Tabulka 6-3: Potřeba chladu [24]</i>	<i>34</i>
<i>Tabulka 6-4: Energetická bilance na ohřev TUV</i>	<i>35</i>
<i>Tabulka 7-1: Technické parametry GAHP-AR PRO [20].....</i>	<i>37</i>
<i>Tabulka 7-2: Technické parametry akumulční nádrže.....</i>	<i>39</i>

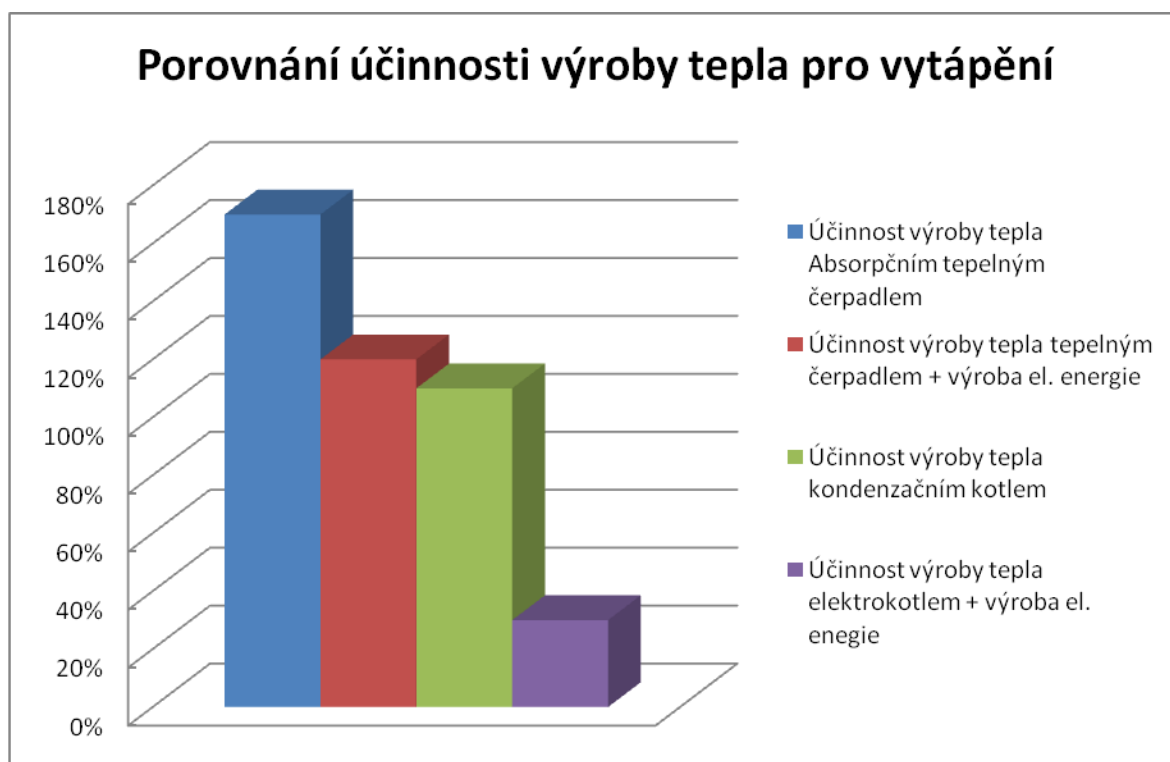
SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

A	[m ²]	plocha konstrukce
ABS		absorpční tepelná čerpadla
a _{C,red}		bezrozměrný redučkní faktor na přerušované chlazení
AHP-AR		absorption heat pump pro chlazení
CaCl ₂		chlorid vápenatý
COP		coefficient of performance
C _p	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita vody
d	[dny]	délka topného období
D	[K.dny]	denostupně
EM-KE		kompresorová TČ, poháněná elektřinou vyrobenou v kondenzační tepelné elektrárně
EM-OZE		kompresorová TČ, poháněná elektřinou vyrobenou v netepelných elektrárnách využívajících obnovitelné zdroje energie
e _s	[kWh.m ⁻²]	měrná spotřeba energie na m ²
Eta _c		stupeň využitelnosti tepelných ztrát
e _v	[kWh.m ⁻³]	měrná spotřeba energie na m ³
fC	[%]	část měsíce, v níž musí být zóna chlazená
F _c		minimální sezónní zatížení
LiBr		bromide litný
MgCl ₂		chlorid hořečnatý
NaCl		chlorid sodný
PČ		oběhové čerpadlo
POE		polyolester
Q _a		teplo z absorberu
Q _c	[kW]	chladicí výkon
Q _{C,gn}	[J]	součet vnitřních a solárních tepelných zisků v režimu chlazení
Q _{C,ht}	[J]	celkové přenesené teplo prostupem a větráním v režimu chlazení
Q _{C,nd}	[J]	potřeba energie budovy na nepřerušované chlazení
Q _{C,nd,intem}	[J]	potřeba energie při přerušovaném chlazení
Q _d		teplo z deflegmátoru
Q _{gn}	[J]	celkové tepelné zisky
Q _h	[W]	topný výkon
Q _i	[J]	tepelná ztráta větráním
Q _{int}	[J]	vnitřní tepelné zisky
Q _k		teplo předané kondenzátorem
Q _o		teplo předané do výparníku
Q _{sol}	[J]	solární tepelné zisky
Q _s	[kW]	tepelný výkon dodaný do akumulční nádrže
Q _{ti}	[J]	tepelná ztráta prostupem

$Q_{VZT,r}$	[J]	potřeba tepla pro vytápění
SM		kompresorová TČ, poháněná spalovacím motorem
t	[s]	doba akumulace
t_a	[°C]	výpočtová venkovní teplota
t_{am}	[°C]	nejčastěji se vyskytovaná venkovní teplota
TČ		tepelné čerpadlo
$t_{e,i}$	[°C]	výpočtová teplota na vnější straně konstrukce
t_i	[°C]	teplota vnitřního prostředí
t_i	[°C]	vnitřní výpočtová teplota
T_k	[°C]	teplotka kondenzátoru
TUV		teplá užitková voda
T_v	[°C]	teplota výparníku
T_1	[°C]	vstupní teplota
T_2	[°C]	výstupní teplota
U	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel prostupu tepla
V	[m ³]	objem
V_a	[m ³]	objem vzduchu uvnitř objektu
V_b	[m ³]	obestavěný prostor objektu
V_i	[m ³]	objemový tok
ΔT	[K]	tepelný spád otopné soustavy
ε		součinitel podle typu vytápění
$\eta_{c,ls}$		bezrozměrný faktor využitelnosti tepelných ztrát
η_o		účinnost obsluhy určuje se v rozmezí
η_r		účinnost rozvodu vytápění v rozmezí
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota vody

1 ÚVOD

V současné době se klade důraz na ekologii. Téměř celý svět se snaží bojovat za snížení emisí skleníkových plynů do ovzduší. Velkým poměrem se mezi tyto emise řadí spalování fosilních paliv na výrobu elektrické a tepelné energie. Tento problém přináší myšlenku, jak tyto energie lépe nebo efektivněji využívat. Jednou z možností jsou tepelná čerpadla pro vytápění, chlazení (klimatizaci), popřípadě pro ohřev TUV. Nejčastějším pohonem pro tepelná čerpadla je elektrická energie. Ta se vyrábí v elektrárnách průměrně s účinností 30%. Čerpadlo dokáže účinnost této výroby opět dostat na hranici 100% a vyšší. Například při využití vytápění elektrokotlem, kdy musí elektrokotel dodat celou energii potřebnou pro vytápění. Oproti tomu tepelnému čerpadlu stačí dodat kolem 30ti% elektrické energie a zbytek čerpadlo získá z nízkopotenciálního zdroje. U absorpčního tepelného čerpadla je nejběžnějším pohonem zemní plyn. Výhodou je, že se zemní plyn spaluje přímo v jednotce a s pomocí nízkopotenciálního zdroje dosahuje účinnosti až 170% oproti kondenzačním kotlům. Tyto kotle mají účinnost kolem 110%. Z ekologického hlediska je důležité vyvíjet a používat tyto zařízení. A co nejefektivněji využívat fosilní paliva, která jsou neobnovitelná.



Obrázek 1-1: Porovnání účinností výroby tepla pro vytápění

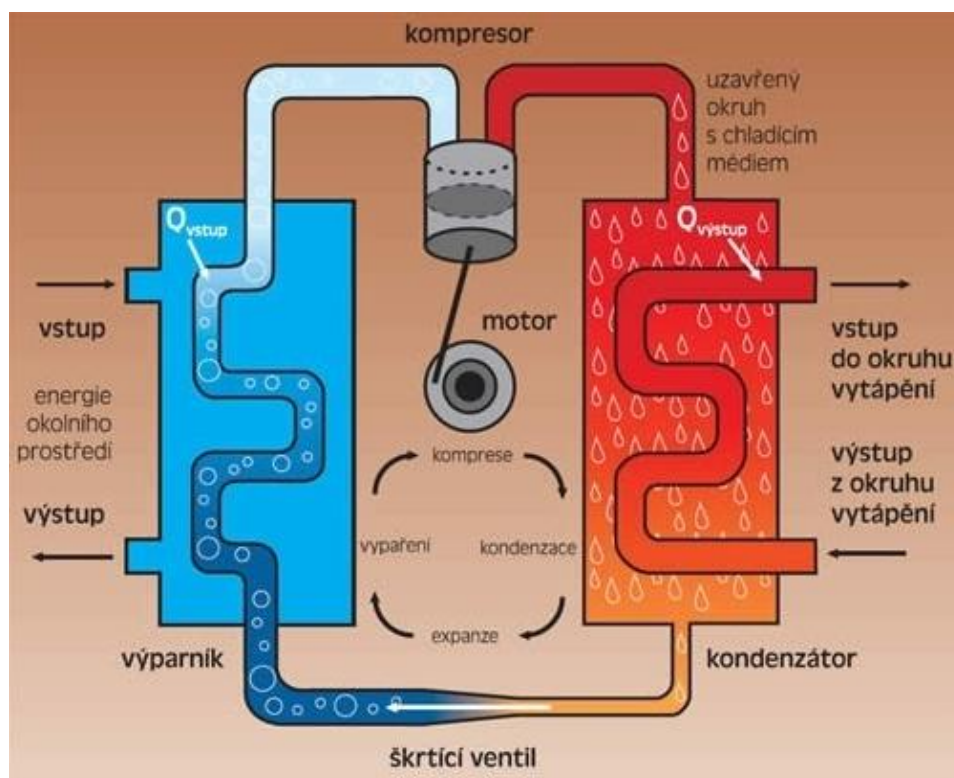
2 TEPELNÁ ČERPADLA – KOMPRESOROVÁ

2.1 Historie tepelných čerpadel

Již v 19. století anglický fyzik lord Kelvin popsal funkci tepelného stroje pomocí druhé věty termodynamické. První tepelné čerpadlo údajně „omylem“ sestrojil americký vynálezce Robert C. Weber, když prováděl pokusy s hlubokým zamrazením. Přitom se ale popálil o výstupní potrubí chladicího zařízení. A to ho přivedlo na myšlenku vytvořit tepelné čerpadlo.

2.2 Popis funkce Tepelného čerpadla

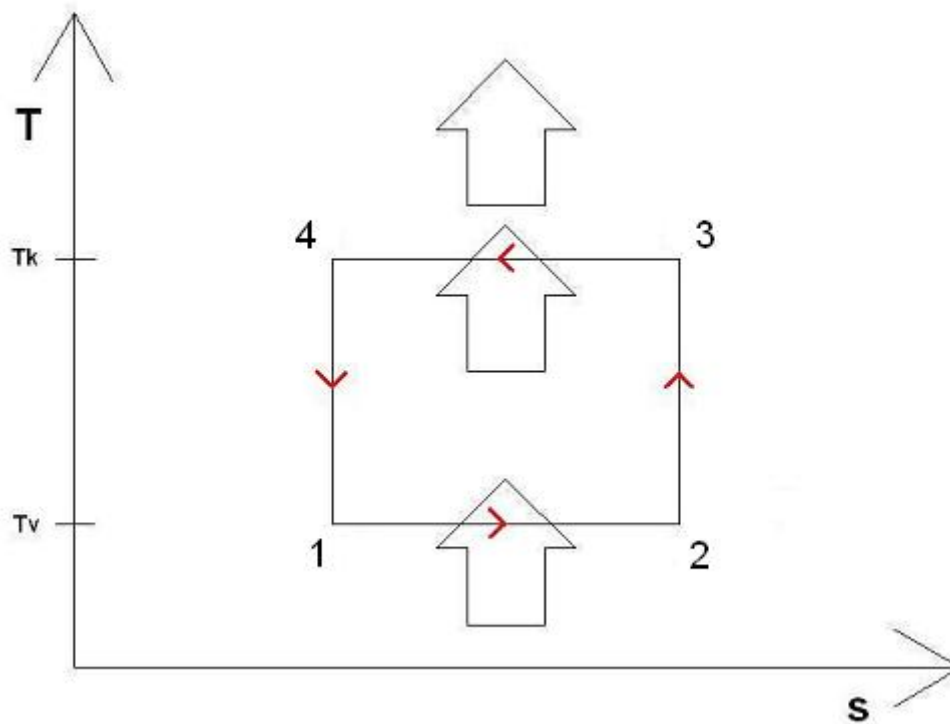
Tepelné čerpadlo pracuje na principu předávání energie. Jedná se o uzavřený chladicí okruh, který na jedné straně odebírá teplo z nízkopotenciálního zdroje a tím ho ochlazuje a na druhé straně právě odebrané teplo předá do topného systému. V tomto chladicím okruhu je chladivo, které se odpařuje při nízkých teplotách. Pro transportování tepla na vyšší hladinu jsou využívány kompresory (pístové nebo scroll), které slouží ke stlačení par chladiva. Tyto páry se zahřejí při stlačení v kompresoru, v kondenzátoru zkapalní a předají teplo systému topení. [25][12]



Obrázek 2-1: Princip TČ [13]

2.3 Carnotův cyklus

Jedná se o obrácený Carnotův cyklus tzv. levotočivý cyklus, který je uzavřený a vratný. Kdy je odnímáno teplo chladnější části a přes „Carnotův cyklus“ přeneseno na vyšší teplotní stupeň.



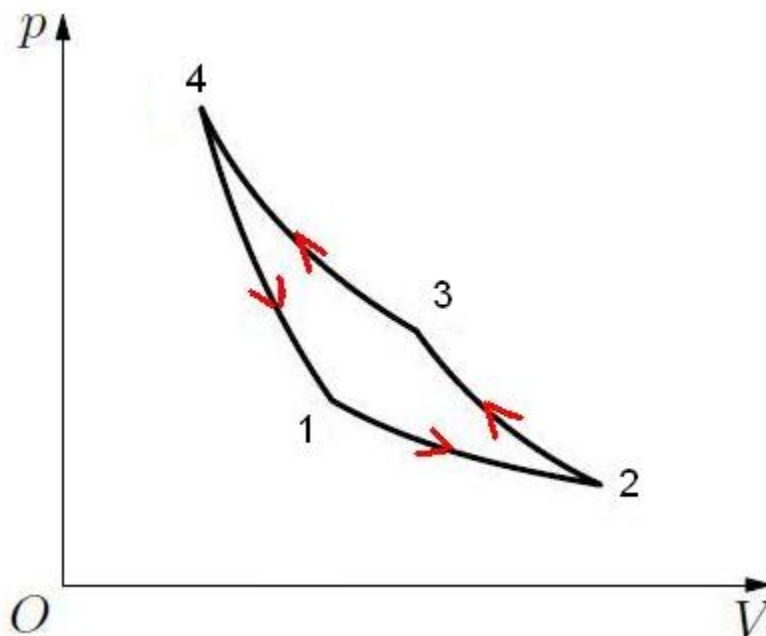
Obrázek 2-2: Carnotův cyklus T - s diagram

T_k – teplota kondenzátoru

T_v – teplota výparníku

V Carnotově cyklu probíhají dva děje: 2 Izotermické děje a 2 Adiabatické děje.

1. z bodu 1 do bodu 2 izotermická expanze
 - vykonává práci, která je rovna odebranému teplu
2. z bodu 2 do bodu 3 adiabatická komprese
 - je vykonávána práce, při které klesá teplota
3. z bodu 3 do bodu 4 izotermická komprese
 - je dodávána práce do systému chladnější lázni
4. z bodu 4 do bodu 1 adiabatická expanze
 - návrat na začátek cyklu pomocí dodané práce



Obrázek 2-3: Carnotův cyklus p-V diagram

Účinnost Carnotova cyklu:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (-) \quad (2.1)$$

T_1 – vstupní teplota

T_2 – výstupní teplota

2.4 Základní komponenty TČ

2.4.1 Kompresory

Jedná se o nejdůležitější část tepelného čerpadla. Kompresor stlačuje páry chladiva, které vzniknou ve výparníku. Tyto stlačené páry se v kompresoru zahřejí a v kondenzátoru předají teplo topnému médiu. Tlaky v kompresoru se odvíjejí od použitého chladiva. Tlak na sání se obvykle pohybuje v rozmezí 0,1 – 0,5 MPa a na výtlaku 0,5 – 2,5 MPa. Kvůli velkým pracovním tlakům jsou u kompresoru přetlakové ventily, které by měly v případě přetlaku ochránit kompresor.

Dva nepoužívané kompresory v tepelných čerpadlech:

- Pístový kompresor

Nejrozšířenější typ kompresorů. Používá se v ledničkách a mrazících pultech. V provozu jsou desítky let. Některé kompresory již běží více jak 20 let bez poruchy. Nevýhodou je, že se při nasátí kapalného chladiva většina kompresorů poškodí. Ale jsou levnější téměř o ½ než scroll. A není u nich důležitý směr otáčení. [25]



Obrázek 2-4: Pístový kompresor Copeland [1]

- Scroll kompresor

Je tvořen ze dvou kovových spirál, které jsou do sebe vloženy. Jedna je pohyblivá a druhá pevně ukotvena. Pevná má uprostřed otvor, který je propojen s výtlačnou trubicí. Druhá se neotáčí, ale krouží v horní části pomocí excentru. Mezi spirálami se tedy vytvářejí plynové kapsy, které se pohybují směrem ke středu, zmenšují svůj objem a u středu vyjdou ven otvorem. Jejich výhodou je, že mají skoro 100% objemové účinnosti, velmi tichý chod, jednodušší konstrukci, a tedy méně pohyblivých částí. Důležité je dodržet směr otáčení, jinak by se mohl poškodit. Při obráceném chodu kompresor nevytváří žádný tlak. [25]



Obrázek 2-5: Výřez Scroll kompresoru [22]

2.4.2 Výparníky

Ve výparníku dochází k předávání tepla z nízkopotenciálního zdroje do chladiva. Zde musí platit 2. zákon termodynamiky, který říká, že teplo se samovolně nepředá ze studenějšího prostředí do teplejšího. Proto je nízkopotenciální zdroj teplejší než chladivo. Ve výparníku předá teplo zdroj chladivu. (U tepelného čerpadla země-voda se teplo předává mezi zemí a plastovými trubkami HDPE, ve kterých je nemrznoucí líc. U tepelného čerpadla vzduch-voda se předává teplo mezi vzduchem, který je hnán ventilátorem na lamelový výměník.)

- Lamelový výměník:

Je to výměník, který se skládá z měděných trubek, kterými proudí chladivo. Pro zvětšení účinnosti jsou trubky opatřeny hliníkovými lamelami, tím se dosahuje větší předávací plochy pro předání tepla.

2.4.3 Kondenzátory

Do kondenzátoru je přivedeno stlačené plynné chladivo, které v kondenzátoru kondenzuje a předává teplo topné vodě. Jako kondenzátory se používají deskové výměníky nebo trubkové výměníky.

- Deskový výměník:

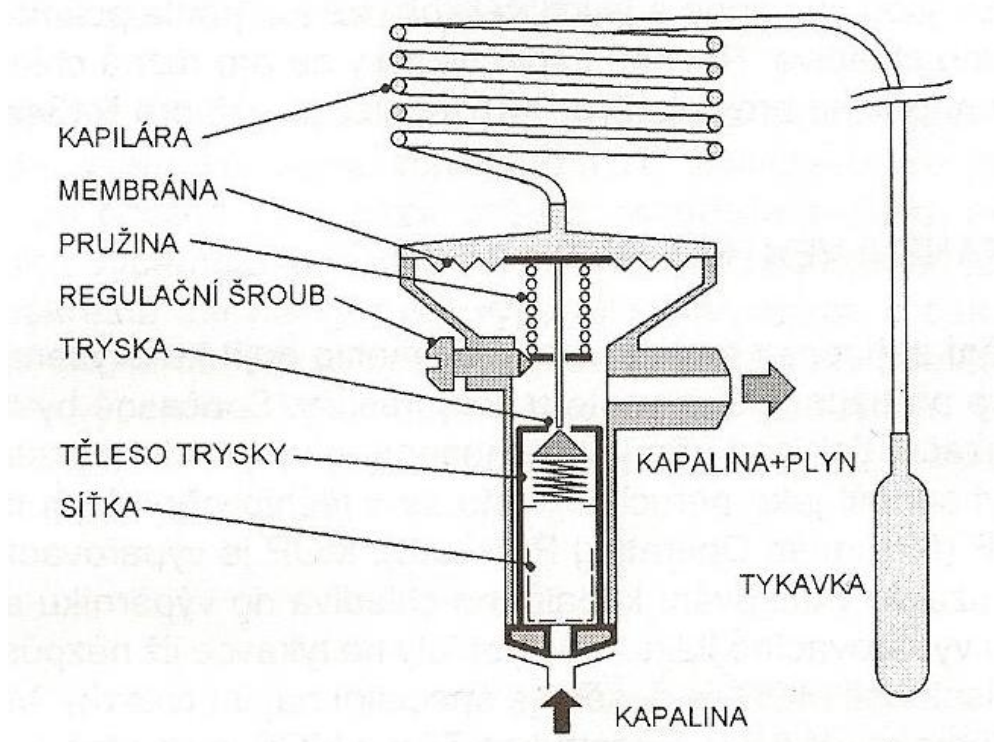
Je většinou tvořen ze skupiny nerezových desek, které jsou vytvarované tak, aby po připojení desek vznikly kanálky. Těmito kanálky potom proudí dvě různé kapaliny, které si předávají teplo. Desky jsou svářeny a spájeny niklem nebo čistou mědí. Deskové výměníky mají velkou účinnost.



Obrázek 2-6: Deskový výměník [23]

2.4.4 Expanzní ventil

Přesné pojmenování termostatický expanzní ventil nebo někdy i vstřikovací ventil. Jeho úkolem v uzavřeném systému je vstřikovat požadované množství kapalného chladiva. Tryska, která je nejdůležitější částí ventilu, je otevírána silami, které na ni působí. Síly jsou vytvářeny tlakem plynů působících na membránu ventilu a pružinou regulačního šroubu. Další důležitou částí je tykavka, která při zvyšování teploty zvyšuje tlak na membránu.



Obrázek 2-7: Princip termostatického expanzního ventilu [25]

2.4.5 Presostaty

Jsou to tlakové spínače, které jsou nastavitelné. V tepelném čerpadle jsou umístěny dva. Jeden jako sací, tedy nízkotlaký. Pokud klesne teplota média na primární straně, klesne tlak a TČ hlásí poruchu. Druhý jako výtláčový, vysokotlaký. Možné případy poruchy mohou být, že dojde k poškození oběhového čerpadla. Tedy k přerušení oběhu topné vody a zvýšení teploty a tlaku v kondenzátoru, který může překročit tlak až 2,5MPa. Kompresory jsou sice chráněny přetlakovou pojistkou, ale přetlaky jim nezaručují dlouhou životnost. [25]

2.5 Používaná chladiva pro tepelná čerpadla

Patří k nejdůležitějším součástem v tepelném čerpadle. Chladivo přenáší v chladícím uzavřeném okruhu energii získanou z nízkopotenciálního zdroje do topné soustavy. Na chladiva jsou kladeny zvláštní požadavky, jak ze strany fyzikálních vlastností, tak i z hlediska ekologického.

Nejpoužívanější druhy chladiv v tepelných čerpadlech:

- Chladivo R407c: (Nibe, Siemens, MasterTherm, atd.):

Je to směs R32/R125/R134a v poměru 23/25/52 %. Lze jen používat v kombinaci s oleji POE. Při atmosférickém tlaku je bod varu $-43,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Provozní tlaky jsou vyšší než u chladiva R22. V současné době se používají u tepelných čerpadel země – voda, voda – voda.

- Chladivo R410a: (Regulus, atd.):

Je to směs R32/R125 v poměru 50/50 %. Lze je používat jen v kombinaci s oleji POE. Při atmosférickém tlaku je bod varu $-51,6\text{ }^{\circ}\text{C}$. Požadavky na provozní tlaky jsou až 4 MPa. Jedná se o látku nehořlavou, nevýbušnou a nejedovatou.

- Chladivo R404a: (Siemens, MasterTherm, atd.):

Je to směs R125/R134a/R143a v poměru 44/52/4 %. Lze je používat jen v kombinaci s oleji POE. Při atmosférickém tlaku je bod varu $-46,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nahrazují chladiva R22 a R502. Používají se většinou u tepelných čerpadel vzduch – voda. [25]

- Solanka:

Je teplotonosná látka, která je mezi chladivem a nízkopotenciálním zdrojem. Jedná se většinou o vodní roztoky solí. Solanka si během pracovního cyklu zanechává své chemické složení. V pracovním cyklu nedosáhne teploty tuhnutí. Optimální koncentrací se musí dosáhnout dobrého součinitele přestupu tepla při malých tlakových ztrátách průtokem.

Některé příklady solanky: chlorid vápenatý - CaCl_2

chlorid sodný - NaCl

chlorid hořečnatý - MgCl_2

3 ABSORPČNÍ TEPELNÁ ČERPADLA

3.1 Historie absorpčních tepelných čerpadel

Jednostupňový absorpční systém voda/čpavek byl v 19 stol. využíván původně pro chlazení. Až od šedesátých let se začal tento systém také využívat v klimatizacích. V roce 1970 se začalo uvažovat o využití absorpce pro vytápění. Ačkoliv jednostupňový systém čpavek/voda vypadá téměř totožně jako systém voda/bromid litný, rozdíl je ve vlastnostech pracovních látek. [6]

3.2 Princip absorpčního tepelného čerpadla

Ze sorpčních oběhů se využívá výhradě absorpční. U absorpčního oběhu jsou vždy dvě pracovní látky, bez kterých by absorpční oběh nemohl pracovat. Jedná se o látky, které plní funkci chladiva a absorbentu. Pro tepelná čerpadla se v současné době používá dvojice pracovních látek, čpavek jako chladivo a voda jako absorbent nebo bromid litný jako absorbent a voda jako chladivo.

Ve výparníku se vypařuje roztok vysoké koncentrace, blížíci se 1 (tzv. přibližně čisté chladivo), za tlaku p_0 daného vypařovací teplotou. Páry proudí s rozdílem tlaku do absorbéru, od něhož z vypuzovače přitéká roztok. Páry chladiva jsou tímto roztokem pohlcovány, jeho koncentrace roste až na konečnou hodnotu, kdy je nazýván roztokem bohatým. Protože se u dvojice čpavek – voda vyvíjí při pohlcování par teplo, je třeba roztok v absorbéru chladit.

Bohatý roztok je čerpadlem dopravován do vypuzovače, v němž je tlak odpovídající kondenzačnímu. Přívodem tepla se z roztoku vypudí chladivo, roztok sníží svou koncentraci a jako chudý roztok je veden zpět do absorbéru.

Plynné chladivo opouštějící vypuzovač je vedeno do kondenzátoru, kde zkapalní za kondenzačního tlaku, jenž odpovídá teplotě kondenzace. Kapalně chladivo je poté vedeno přes škrtící ventil do výparníku k opětnému vypaření.

V oběhu čpavek – voda nedochází při vypuzování par z vypuzovače čistá pára chladiva, ale odchází pára smíšená s párami absorbentu. Pára absorbentu zkondenzuje v kondenzátoru a dostává se s chladivem do výparníku. Zde se z roztoku vypařuje chladivo, kapalně absorbent se ve výparníku hromadí a snižuje hodnotu koncentrace roztoku ve výparníku. Tímto roste při stálém vypařovacím tlaku vypařovací teplota. Je nutné čas od času tzv. zvodnatělý čpavek přepustit do absorbéru. Toto přepouštění nemusí probíhat odstavením zařízení, ale lze ho plynule provést za provozu.

Tento uvedený oběh pracuje velmi neekonomicky.

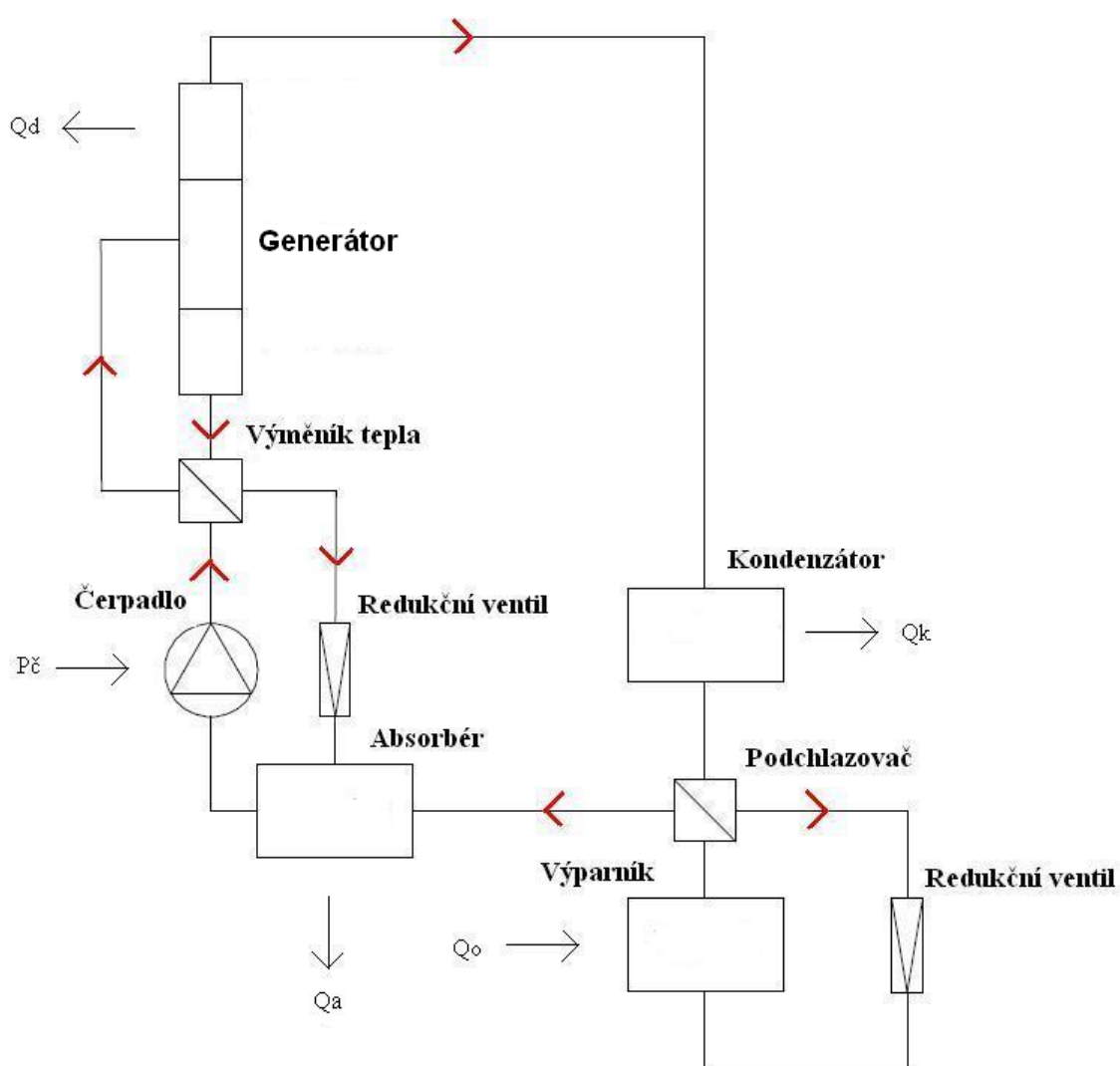
Důvody:

- do kondenzátoru by se dostávala pára, která by měla nízkou koncentraci, a tedy velkou koncentraci par absorbentu
- studený roztok přicházející do vypuzovače by se měl pomocí velkého množství tepla dostat do varu, ale chudý roztok za vypuzovačem je nutné ochladit, aby mohl pohltnout páry chladiva.

Pro zlepšení hospodárnosti lze provést tyto kroky:

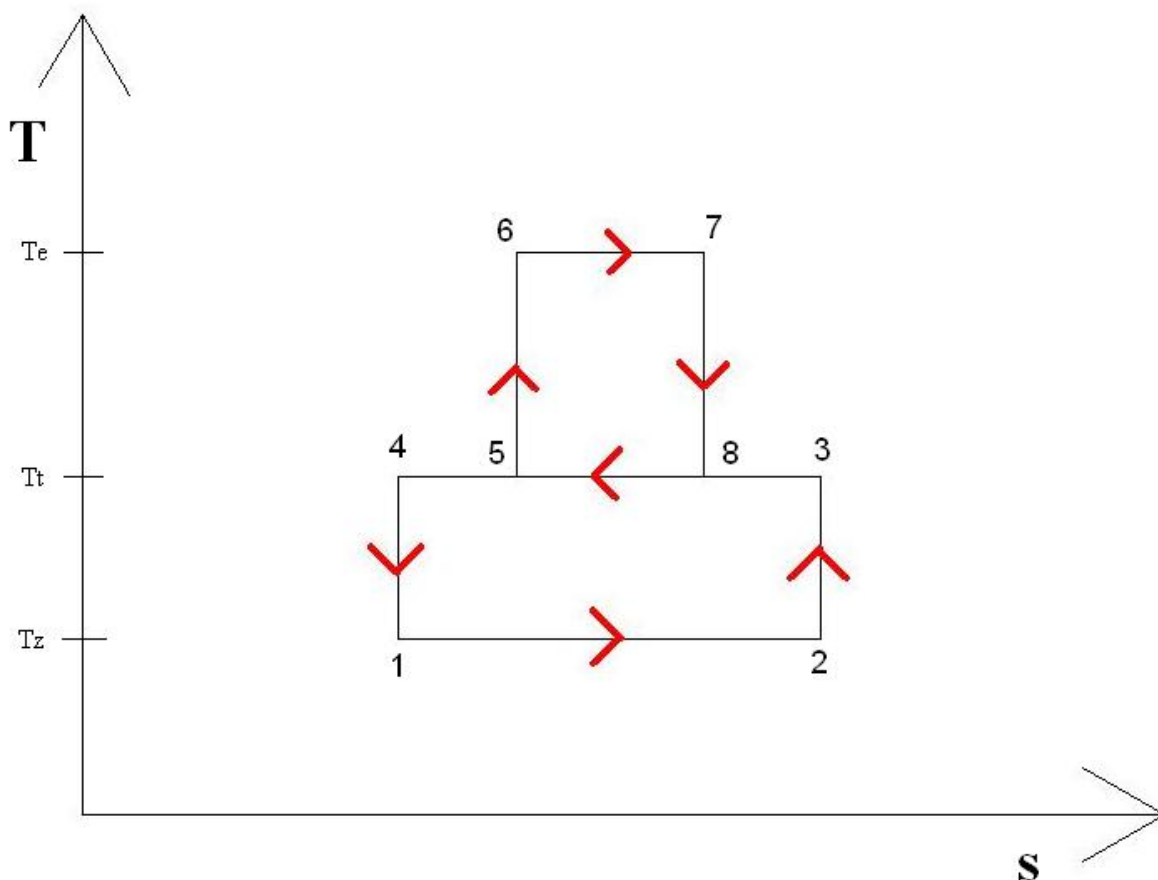
- za vypuzovač se zařadí rektifikační kolona a deflegmátor, ty mají za úkol zmenšit množství absorbentu v párách, aby došlo do kondenzátu co nejmenší množství
- do okruhu přiřadit výměník tepla bohatý – chudý roztok, kde se bohatý roztok před vypuzovačem přehřeje a chudý roztok na vstupu absorbéru se ochladí
- lze použít výměnu tepla pomocí výměníku mezi kapalným a plynným chladivem
- je-li k dispozici chladnější voda než byla použita pro kondenzátor, zařazuje se do okruhu dochlazovač

[13]



Obrázek 3-1: Jednostupňový oběh absorpčního tepelného čerpadla

3.3 Dvojitý Carnotův cyklus



Obrázek 3-2: Dvojitý Carnotův cyklus

Pro absorpční tepelná čerpadla platí základní podmínka $\Delta s=0$.

Dvojitý Carnotův cyklus se skládá ze dvou cyklů. Z levotočivého a pravotočivého cyklu. V bodě 1 a 2 dochází k předání energie ze zdroje. Mezi body 5 a 8 dochází k předání energie z jednoho cyklu do druhého. Mezi body 6 a 7 dochází k předání výstupního tepla do systému.

3.4 Základní komponenty ATČ

3.4.1 Absorbér

V absorbéru dochází k pohlcování par chladiva vznikajících ve výparníku chudým roztokem. Chlazením absorbéru se z něj odvádí teplo uvolněné při absorpci. Podle toho, jaké se použije chladicí medium, se dělí absorbéry na chlazené vodou a chlazené vzduchem. Absorbéry chlazené vzduchem se používají u domácích chladniček. Vodou chlazené absorbéry jsou průtočné a sprchové. Ke sprchovému se používá sprchový kondenzátor, který je umístěn nad absorbérem. Voda stékající z kondenzátoru se zužitkuje ještě k odvádění absorpčního tepla. Jelikož je vstup chudého roztoku dole, výstup bohatého roztoku je z vrchu. Vzniká tím protiproudé uspořádání. [12]

3.4.2 Podchlazovač

V podchlazovači dochází k izobarickému ochlazení kapalného chladiva. Tím se dosáhne zvětšení hmotnostní a objemové chladivosti. Jedná se o výměník, který je zařazen do okruhu z důvodu zlepšení účinnosti zařízení. [4]

3.4.3 Generátor (Vypuzovač, Rektifikační kolona)

Jeho úkolem je při srážení tlaku vypudit zahřátím z bohatého roztoku pohlčené chladivo. Jejich konstrukce je značně ovlivňována způsobem přívodu tepla. Rozhodující je, zda se děje parou, zplodinami z hoření nebo jiným způsobem. U generátorů převládá ležaté uspořádání, ale v současné době byly vytvořeny i velmi účinné stojaté typy. Pro malá zařízení jsou časté dvojtrupové typy. Topná pára vstupuje do nejhornější vnitřní trubky a z nejspodnější odtéká kondenzát. Bohatá kapalina přitéká do nejspodnějšího mezitrubkového prostoru, z nejhornějšího vystupuje chudý roztok a páry chladiva. Z rektifikační kolony projde roztok přes výměník tepla do absorbéru. [10]

3.4.4 Deflegmátor

Je součástí generátoru. Vodní páry (páry absorbentu) odcházejí z generátoru společně s chladivem do chladicího okruhu. Snižující účinnost zařízení může být příčinou poruch. Proto se objevuje snaha zchlazením par zkondenzovat jejich flegmatickou složku. Chlazení se provádí, buď bohatou kapalinou, nebo vodou v deflegmátoru. V prvním případě se zmenšuje spotřeba tepla a spotřeba chladicí vody. Zařízení se stává komplikovanějším, neboť pro dosažení lepší deflegmace se musí za deflegmátor s bohatou kapalinou zařadit ještě deflegmátor vodní. Voda potřebná pro deflagmátor prochází nejčastěji napřed kondezátorem, aby nedošlo ke kondenzaci již v deflegmátoru. Flegma-kondenzát získaný v deflegmátoru se vrací přes rektifikátor zpět do generátoru. [10]

3.5 Pracovní látky

3.5.1 Voda

Voda je chladivo, které je vyznačováno velmi nízkým tlakem a vysokým objemem. To znamená, že voda má charakter nízké objemové chladivosti. Takže se používá jako chladivo u zařízení, u kterých hospodárně pracuje s velkým objemem. Například u paroproudých nebo absorpčních zařízení. [12]

3.5.2 Bromid Lithný

Je dobře rozpustitelný ve vodě a organických rozpouštědlech, tedy dobře ekologicky odbouratelný. Je silně hygroskopický.

3.5.3 Čpavek

Je používán jako jeden z nejstarších chladiv v parních a sorpčních obězích. Lze ho použít pro všechny typy objemových kompresorů. U tepelných čerpadel se může použít u těch, která pracují do 50°C. Předností čpavku je, že má nejvyšší hmotnostní (mimo vody) a objemovou chladivost. Má dobré tlakové vlastnosti v rozmezí teplot -50°C až +50°C. Protikladem je, že je výbušný, hořlavý a jedovatý. Jeho pronikavý zápach dá vědět zavčas, dokud je jeho koncentrace ve vzduchu nízká. [12]

4 POROVNÁNÍ ABSORPČNÍCH A KOMPRESOROVÝCH TEPELNÝCH ČERPADEL

4.1 Absorpční tepelná čerpadla

Využívají se jak pro chlazení, tak i pro vytápění objektů. U těchto zařízení lze vyzvednout jednu velkou přednost. Nemají ve svém zařízení komponentu, která je mechanicky pohyblivá. Z toho vyplývá, že mají velmi tichý chod. Systém je konstrukčně jednoduchý. Tedy žádná část tohoto stroje není při normálním provozu mechanicky namáhána. Tím se velmi prodlužuje životnost zařízení i návratnost investice. Hlavním zdrojem energie pro absorpční tepelné čerpadlo není elektrická energie, ale může jím být například zemní plyn, solární, geotermální nebo odpadní teplo.

Nevýhodou jsou pracovní látky. U pracovní dvojice čpavek/voda se jedná o čpavek, který je velmi jedovatý, výbušný a velmi agresivně napadá stříbro a zinek. Tato pracovní dvojice se hodí pro tepelná čerpadla, která mají pracovní teplotu do 50°C, a u kterých nemůže dojít k ohrožení lidí nebo k velkým ekologickým a hmotným škodám. U pracovní dvojice voda/LiBr je kladen důraz na dokonalou těsnost systému. Důvodem je, že pro správný chod zařízení je nutné vakuum v uzavřeném oběhu. Avšak dokonalé těsnosti nelze dosáhnout. V současné době jsou ale absorpční zařízení, která během provozu dovedou odsát nepotřebný vzduch z tepelného okruhu a průběžně v chladicím okruhu udržovat vakuum. Další velkou nevýhodou je jejich pomalý rozběh na pracovní teplotu. Vývoj těchto zařízení není tak rychlý jako například u kompresorových tepelných čerpadel. Z důvodu velkých pořizovacích nákladů a nízkých topných faktorů.

4.2 Tepelná čerpadla

Jejich předností jsou vysoké topné faktory instalovaných jednotek. Údržba těchto zařízení není téměř nutná.

Naopak negativem je jejich vysoká pořizovací cena, která se ale postupně s jejich rozšiřováním v domácnostech pozvolna snižuje. Dalším je kratší životnost TČ než u absorpčního TČ. Důvod je ten, že v tepelném čerpadle je kompresor, který se jako mechanická součást opotřebuje. S příchodem Scroll kompresorů, které postupně nahrazují pístové kompresory, se životnost tepelných čerpadel podstatně prodloužila. Tím je TČ závislé na elektrické energii, která je potřebná k chodu kompresoru. Dále jsou to prodejci, kteří prodávají klimatizační jednotky upravené na TČ, u kterých je sice nízká cena, ale o to více je horší kvalita a spolehlivost.

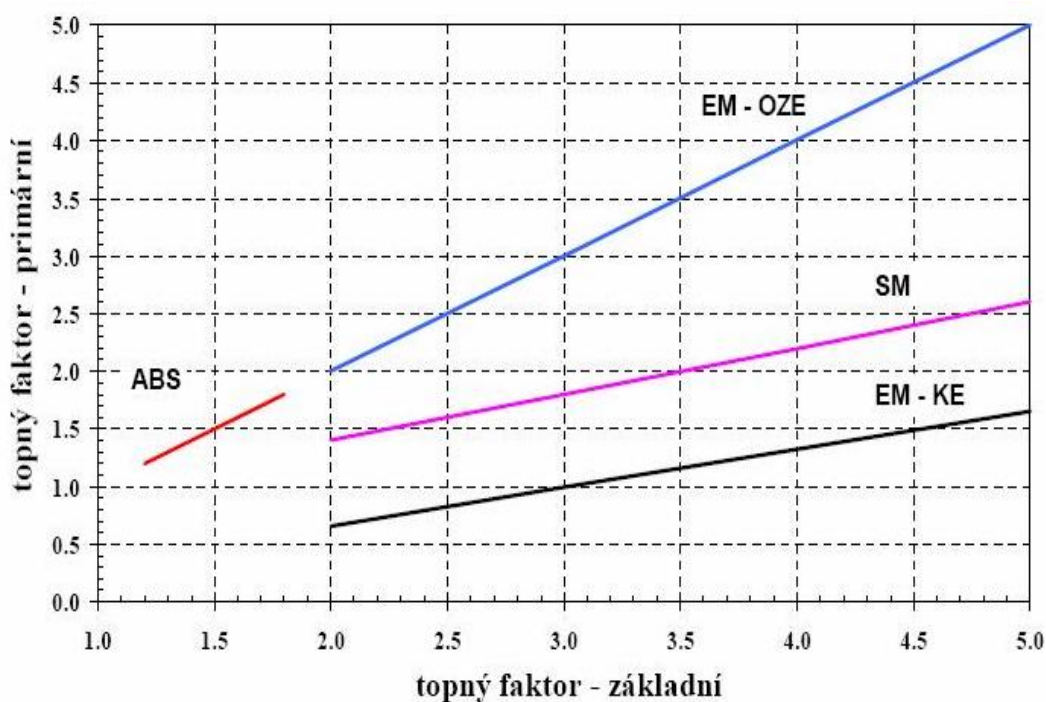
4.3 Topný Faktor a chladicí faktor

Určují, s jakou účinností pracují tepelná čerpadla kompresorová a absorpční. U topného faktoru se jedná o poměr, jaký výkon stroj vytvoří a jaký výkon je k tomuto ději potřebný dodat. U kompresorového tepelného čerpadla s topným faktorem 3 je potřeba dodat 1kWh na vyprodukování 3kWh. Chladicí faktor je poměr energie, která se získá z nízopotenciálního zdroje, a energie, která se musí dodat.

V níže uvedeném grafu je započítána účinnost výroby elektrické energie tj. topný faktor primární.

Legenda označující COP různých tepelných čerpadel:

- EM-KE kompresorová, poháněná elektřinou vyrobenou v kondenzační tepelné elektrárně
- SM kompresorová, poháněná spalovacím motorem
- EM-OZE kompresorová, poháněná elektřinou vyrobenou v netepelných elektrárnách využívajících OZE,
- ABS absorpční



Obrázek 4-1: Závislost topného faktoru primárního a základního pro různé typy TČ [14]

Topné faktory COP u absorpčních tepelných čerpadel se pro vytápění pohybují okolo 1,2 až 1,6 a pro chlazení v rozmezí 0,65 až 1,2.

Topné faktory COP u tepelných čerpadel se pro vytápění pohybují okolo 2,5 až 5 a pro chlazení v rozmezí 1,8 až 3.

5 NÁVRH SYSTÉMU S ABSORPČNÍM TEPELNÝM ČERPADLEM

5.1 Požadavky investora

Abychom navrhli vhodný systém, je nutné znát požadavky investora, které je nám povinen sdělit. Například, co investor očekává od zařízení, které bude navrhováno. Nejčastějšími parametry jsou cena za pořízení a ekonomika provozu. Pokud se jedná o absorpční zařízení, je důležité, pro co bude využíván. Jestli je požadavek jen na vytápění nebo jen na chlazení. Anebo bude využíváno celoročně, v zimních měsících pro vytápění a v letních pro chlazení. Důležité je také, zda bude požadován ohřev užitkové vody. Dalším požadavkem může být absorpční TČ pro vytápění a chlazení zároveň. Dále je potřeba určit, jaký by měl být doplňkový zdroj tepla a jaká bude zdrojová energie absorpční TČ. Pokud investor uvažuje o zlepšení ekonomiky provozu, je nutné najít další alternativní možnosti.

S těmito informacemi, které investor sdělí, je podstatně ulehčená práce člověku, který byl pověřen tímto úkolem. Protože ví, jaký má být přesný výsledek jeho práce.

5.1.1 Shrnutí důležitých ukazatelů pro návrh:

- zdroj vytápění
- vytápění, chlazení
- teplá užitková voda
- energetická náročnost objektu
- teplo nebo chlad, jaký musí systém dodat
- doplňkový náhradní zdroj
- náklady na pořízení
- provozní náklady

5.2 Zadané požadavky na navrhovaný systém

Jako vstupní parametry jsme si zadali, že se jedná o komerční budovu s tepelnou ztrátou 33kW. Tepelnou ztrátu jsme vypočetli pomocí obálkové metody. V budově se v zimních měsících bude vytápět a ohřívat TUV. V letních měsících se budou chladit kancelářské prostory. Musí být zajištěn ohřev TUV, který bude také zajišťován solárním systémem, pomocí solárních kolektorů. Požadavek na teplotu v místnostech v zimních i letních měsících je 22°C. Teplotní spád otopných těles je 45/35°C. TUV ve sprchách bude používat průměrně 30 osob.

5.3 Návrh řešení

Systém jsme sestavili podle požadavků investora. Jako zdroj vytápění a chlazení je navrženo absorpční tepelné čerpadlo Robur GAHP-AR PRO, které dodává teplou vodu o teplotě 60°C při teplotním rozsahu vzduchu od (-20°C) do (+35°C). Pokud bude potřeba chladit, má tato jednotka na výstupu nejnižší teplotu vody +3°C při teplotě vzduchu od 0°C do 45°C. Přesné technické

údaje jsou uvedeny v kapitole 7.1. Pro ohřev TUV musí být jednotka vybavena digitálním ovladačem DDC se systémovým spojením RB100. Trojcestný ventil umístěný za GAHP-AR přepíná mezi TUV a otopnou soustavou. Pokud se objeví požadavek na teplou vodu, tak ji ohřeje GAHP-AR. Když je voda ohřátá na požadovanou teplotu, trojcestný ventil přepne zpátky na vytápění. Solární systém bude celoročně doplňovat absorpční jednotku při ohřevu TUV. V létě, kdy bude požadavek ochlazování místností, bude hlavním zdrojem pro ohřev TUV solární systém z důvodu nežádaného přepínání absorpční jednotky mezi chodem vytápění a chlazení. Na jaře, na podzim a v zimě bude ohřívat TUV solární systém společně s GAHP-AR PRO. Solární regulace zajistí, aby byl solární systém co nejefektivněji využit. Na vratné větvi otopné soustavy bude zapojena akumulární nádrž pro prodloužení chodu jednotky, aby nedocházelo k jejímu častému spouštění a prodloužení setrvačnosti otopného systému. Schéma zapojení viz.: Příloha A

5.4 Důležité odvětví

5.4.1 Legionelly

Legionelly jsou bakterie, které se vyskytují ve sladké vodě. Do zásobníku se dostanou v malém bezpečném množství. V teplé vodě se ale rozmnožují, a potom mohou být člověku nebezpečné. Proto je důležité dodržovat podmínky, za kterých nedojde k jejich rozmnožení. Norma ČSN 06 0320 popisuje jak zabránit rozšiřování těchto bakterií.

Všeobecné požadavky:

- dodržovat krátké potrubní cesty
- omezovat zdržení vody v potrubí a zařízeních
- průměry potrubí stanovit dle platných norem
- potrubí studené a teplé vody od sebe dobře izolovat
- nepoužívané potrubí vyprázdnit a odstranit
- tepelný zásobník vybavit velkými čistícími otvory
- velikost tepelného zásobníku přizpůsobit potřebě teplé vody
- použité materiály musí odpovídat povoleným

U všech velkých soustav musí být na výstupu teplé vody dodržovaná teplota 60°C. V soustavách se stupňovaným předeřhříváním musí být celý obsah teplé vody ohříván jednou denně na 60°C.

Jednou metodou, jak změnit kvalitu vody, je dezinfekce, tj. ohřát vodu na vysokou teplotu.

Teplota vody	Doba dezinfekce
--------------	-----------------

60 °C	20 min
-------	--------

65 °C	10 min
-------	--------

70 °C	5 min
-------	-------

5.4.2 Mikroklima

Důležité je ohlížet se na mikroklimatické parametry, protože jsou v zákonech zmíněny předpisy ohledně kvality vnitřního prostředí budov. V komerčních budovách je důležitá výměna vzduchu z důvodu pracovní výkonnosti zaměstnanců. V různých studiích, které dokázali, že při lehké zátěži dochází k 100% pracovnímu výkonu při teplotě vzduchu 22 °C, při teplotě 27 °C klesá výkonnost na 75%, při 30 °C je to na 50%. Za dodržení předpisů požadovaných mikroklimatických parametrů bude optimalizován tepelný stav prostředí.

Nejdůležitějšími faktory ovlivňujícími mikroklima jsou proudění a vlhkost vzduchu. Při malém proudění může nastat pocit tzv. „stojícího vzduchu“, jehož důsledkem může být nesoustředěnost, chybavost atd. S vyšší rychlostí proudění vzduchu nastává pocit tzv. „průvanu“. Od vlhkosti vzduchu se odvíjí schopnost ochlazování organismu. Za vysoké vlhkosti vzduchu není vzduch schopen pohlcovat pot, a to vede k přehřátí organismu.

Množství vzduchu na osobu na pracovišti je uvedeno v nařízení vlády č.361/2007 Sb.: „50 m³.h⁻¹ na zaměstnance vykonávajícího práci zařazenou do tříd I nebo II přibližně práce vsedě, spojená s lehkou manuální činností“. Nucené větrání musí být vždy, pokud prokazatelně přirozené větrání nepostačuje a ohrožuje zdraví zaměstnance.

Platné předpisy v naší zemi na kvalitu vnitřního prostředí:

- zákon č. 50/1976 Sb. – stavební zákon v platném znění
- zákon č. 20/1966 Sb. – o zdraví lidu ve znění zákona č. 258/2000 Sb. o ochraně veřejného zdraví
- zákon č. 65/1965 Sb. – zákoník práce ve znění zákona č. 155/2000 Sb.
- nařízení vlády 523/2002 Sb. – nejpodrobnější zpracování pro pracovní prostředí

6 POTŘEBA ENERGIE

6.1 Výpočet tepelných ztrát

Výpočet tepelných ztrát se v současnosti řídí podle normy ČSN EN ISO 13790 (Platné od 1. 11. 2009). Tepelné ztráty jsme ze zadaných hodnot vypočítali pomocí obálkové metody. Jedná se o nejjednodušší metodu výpočtu. Tepelná ztráta se určí pro konstrukce, jako jsou stěny mezi venkovním prostředím a interiérem, dále pro okna, dveře, střechy a podlahu na zemině.

Vstupní parametry pro výpočet tepelných ztrát.

	šířka	délka	výška	
Budova	18,0	20,0	6,0	m
Okna rozměry	2,0	1,4		m
Dveře rozměry	2,2	1,0		m

Lokalita	Brno	
Výměna vzduchu	0,5	h ⁻¹
Výpočtová teplota venkovní	-12	°C
Výpočtová teplota vnitřní	21	°C

Součinitel prostupu tepla okny	1,15	W/m ² .K
Součinitel prostupu tepla dveřmi	2,7	W/m ² .K
Součinitel prostupu tepla stěnou	0,5	W/m ² .K
Součinitel prostupu tepla podlahou	0,45	W/m ² .K
Součinitel prostupu tepla stropem	0,78	W/m ² .K

Části výpočtů:

Tepelná ztráta prostupem:

Základní vzorec pro výpočet ztrát o stejné hodnotě U:

$$Q_{ti} = U \cdot A \cdot (t_i - t_{e,i}) \quad (\text{W}) \quad (6.1)$$

- U součinitel prostupu tepla [W/m²K]
- A plocha konstrukce [m²]
- t_i vnitřní výpočtová teplota [°C]
- t_{e,i} výpočtová teplota na vnější straně konstrukce [°C]

Tepelná ztráta větráním:

Zjednodušený výpočet pro určení vzduchového objemu v budově z vnějších rozměrů:

$$V_a = 0,8 \cdot V_b \text{ (m}^3\text{)} \quad (6.2)$$

Objemový tok větracího vzduchu z hygienických požadavků:

$$V_i = \left(\frac{n}{3600} \right) \cdot V_a \text{ (m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{)} \quad (6.3)$$

Určení ztrát větráním:

$$Q_i = 1300 \cdot V_i \cdot (t_i - t_{e,i}) \text{ (W)} \quad (6.4)$$

- V_a objem vzduchu uvnitř objektu [m^3]
- V_b obestavěný prostor objektu [m^3]
- V_i objemový tok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
- Q_i tepelná ztráta větráním [W]

Tepelná ztráta prostupem

	[ks]	Plocha [m^2]	U [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]	T_i [$^{\circ}\text{C}$]	T_e [$^{\circ}\text{C}$]	Ztráta [W]
Okna	44	123,2	1,15	21	-12	4675
Dveře	4	8,8	2,7	21	-12	784
Stěny	1	324	0,5	21	-12	5346
Podlaha	1	360	0,45	21	0	3402
Strop	1	360	0,78	21	-12	9266

Q_{ti} : **23474 W**

Tepelná ztráta větráním

		T_i [$^{\circ}\text{C}$]	T_e [$^{\circ}\text{C}$]
V_a [m^3]	1728		
V_i [m^3]	0,24	18	-12

Q_i : **9360 W**

Celková tepelná ztráta: 32834 W

Tabulka 6-1: Vypočítané tepelné ztráty

Tepelná ztráta objektu, kterou jsme vypočítali pomocí obálkové metody, nám vyšla 32,8kW.

6.2 Potřeba energie na vytápění

Výpočet jsme provedli podle metody denostupňů.

Výpočet denostupňů:

$$D = d \cdot (t_i - t_{es}) \text{ (K.dny)} \quad (6.5)$$

- d délka otopného období [dny]

Potřeba tepla pro vytápění:

$$Q_{vzt,r} = \frac{\varepsilon}{\eta_o \cdot \eta_r} \cdot \frac{24 \cdot Q_c \cdot D}{(t_i - t_e)} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ (kWh)} \quad (6.6)$$

- ε součinitel podle typu vytápění
- Q_c tepelná ztráta objektu [kWh]
- η_o účinnost obsluhy, určuje se v rozmezí (0,9-1)
- η_r účinnost rozvodu vytápění v rozmezí (0,95-0,98)

Q_c	33	kW
d	232	dny
t_{es}	4,4	°C
T_e	-12	°C
t_i	20	°C
ε	0,765	-
η_o	0,95	-
η_r	0,95	-

Tabulka 6-2: Vstupní parametry pro výpočet potřeby tepla pro vytápění

Výpočty:

$$D = 232 \cdot (20 - (4,4)) = 3619 \text{ [K.dny]}$$

$$Q_{vzt,r} = \frac{0,765}{0,95 \cdot 0,95} \cdot \frac{24 \cdot 33 \cdot 3619}{(20 - (-12))} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} = 273,3 \text{ [GJ]} \Rightarrow 75900 \text{ [kWh]}$$

Potřeba energie na rok vytápění: 273,3 GJ přepočteno na 75 900 kWh.

6.3 Potřeba energie na chlazení

Výpočet pro potřebu energie na vychlazení místností v budově se řídí podle normy ČSN EN ISO 13790: Energetická náročnost budov – výpočet potřeby energie na vytápění a chlazení. Energie na chlazení vychází ze vzorce, který je určen pro nepřerušované chlazení:

$$Q_{C,nd} = Q_{C,nd,cont} = Q_{C,gn} - \eta_{c,ls} \cdot Q_{C,ht} \text{ (MJ)} \quad (6.7)$$

- $Q_{C,nd}$ potřeba energie budovy na nepřerušované chlazení
- $Q_{C,gn}$ součet vnitřních a solárních tepelných zisků v režimu chlazení
- $\eta_{c,ls}$ bezrozměrný faktor využitelnosti tepelných ztrát
- $Q_{C,ht}$ celkové přenesené teplo prostupem a větráním v režimu chlazení

Pro přerušované chlazení se vychází ze vzorce:

$$Q_{C,nd,intem} = a_{C,red} \cdot Q_{C,nd,cont} \text{ (MJ)} \quad (6.8)$$

- $Q_{C,nd,intem}$ potřeba energie při přerušovaném chlazení
- $a_{C,red}$ bezrozměrný reduční faktor na přerušované chlazení, který závisí na podílu počtu dnů v týdnu, kdy je požadavek na chlazení alespoň během denních hodin, dále na časové konstantě zóny budovy, na referenční časové konstantě pro režim chlazení, a na bilančním poměru pro režim chlazení
- $Q_{C,nd,cont}$ potřeba energie na nepřerušované chlazení vypočtena podle rov. 6.7

Výpočet jsme provedli pomocí programu Energie 2009. Jedná se o komerční program od firmy Svoboda software. Hodnocení energetické náročnosti budov se v tomto programu provádí podle vyhlášky 148/2007 Sb. a dále podle ČSN EN ISO 13790. Energie 2009 dokáže pracovat s měsíčním krokem výpočtu. A pracuje s toky slunečního záření a s popisem jednotlivých zón. Je možné pracovat s daty, jako je přerušované vytápění a chlazení, s vnitřními zisky a s větráním. Je možné v něm upravovat zdroje tepla a chladu. A získat v něm údaje o přípravě TUV a solárního systému.

Zadávat hodnoty a příslušných koeficientů do programu jsme provedli za odborné pomoci.

Potřeba chladu na chlazení po měsících:

Měsíc	Q,C,ht[GJ]	Q,int[GJ]	Q,sol[GJ]	Q,gn[GJ]	Eta,C [-]	fC [%]	Q,C,nd[GJ]
1	64,803	20,936	3,737	24,673	0,381	0	---
2	52,809	17,914	5,968	23,881	0,452	0	---
3	46,658	18,975	8,944	27,919	0,461	38,1	4,563
4	30,66	17,612	10,937	28,549	0,603	100	7,197
5	17,569	17,587	13,837	31,423	0,788	100	12,561
6	8,362	16,822	13,783	30,605	0,914	100	16,403
7	4,32	17,382	14,766	32,148	0,969	100	19,972
8	5,472	17,587	13,021	30,608	0,953	100	18,138
9	15,887	17,691	9,586	27,277	0,778	100	10,657
10	31,393	18,935	7,184	26,118	0,567	98,2	5,95
11	45,989	19,154	3,523	22,677	0,493	0	---
12	59,331	20,854	2,905	23,76	0,4	0	---

Při výpočtu potřeby chladu Q,C,nd byl uplatněn vliv přerušovaného chlazení ($f_{C,day} = 5,0/7,0$).

Vysvětlivky: Q,C,ht je potřeba tepla na pokrytí tepelné ztráty, Q,int jsou vnitřní tepelné zisky, Q,sol jsou solární tepelné zisky, Q,gn jsou celkové tepelné zisky, Eta,C je stupeň využitelnosti tepelných ztrát, fC je část měsíce, v níž musí být zóna chlazená, a Q,C,nd je potřeba chladu na chlazení zóny.

Tabulka 6-3: Potřeba chladu [24]

Potřeba energie na chlazení místností v budově na rok: 95,44 GJ přepočteno na 26 510 kWh.

6.4 Potřeba energie na ohřev TUV

Výpočet spotřeby a potřeby energie na ohřev TUV jsme provedli pomocí návrhového programu SUNWARE 10.1 firmy Propuls solar s.r.o. Jako vstupní parametry jsme udali:

- lokalitu objektu: Brno
- denní spotřebu jedné osoby za den: 35l os/den
- největší odběr vody: kolem 15-16h

Hodnoty uvedené v tabulce jsou dále spočítány podle:

- energie, která dopadne na kolektor v různém ročním období
- účinnosti kolektorů

Měsíc	Celková spotřeba tepla	Využité teplo ze solárních kolektorů	Teplo potřebné dodat jiným zdrojem
-	kWh	kWh	kWh
leden	1750	110	1640
únor	1567	400	1167
březen	1671	596	1075
duben	1540	883	657
květen	1480	1056	424
červen	1401	1107	294
červenec	1448	1074	374
srpen	1432	1172	260
září	1448	844	604
říjen	1607	585	1022
listopad	1632	274	1358
prosinec	1750	128	1622
suma	18726	8229	10497

Tabulka 6-4: Energetická bilance na ohřev TUV

Celková roční spotřeba energie na ohřev TUV je 18,7 MWh.

6.5 Shrnutí

Pomocí dle platných norem a vyhlášek jsme spočítali potřeby energií, které jsou nutné pro vytápění v zimních měsících, pro chlazení v létě a potřebné energie pro ohřev TUV.

Vytápění: 75,9 MWh 273,3 GJ

Chlazení: 25,6 MWh 95,4 GJ

Ohřev TUV: 18,7 MWh 67,2 GJ

[2][18][19][24]

7 NÁVRH KOMPONENT SYSTÉMU

7.1 Návrh GAHP-AR PRO

Hlavními parametry při dimenzování absorpčního tepelného čerpadla jsou topný výkon $Q_h(\text{kW})$ a jeho účinnost využití zemního plynu. Tyto parametry jsou přímo závislé na výstupní teplotě z kondenzátoru a na teplotě vratné vody. V příloze B a C jsou uvedeny tabulky návrhových parametrů. Z těchto tabulek navrhujeme, jaký výkon dodá jednotka v dané lokalitě. V našem případě: Brno -12°C a tepelném spádu otopné soustavy $45^\circ\text{C}/35^\circ\text{C} \Rightarrow Q_h = 27,1 \text{ kW}$.

V topné sezóně je tento výkon potřebný při této teplotě několik dní. Teplota vzduchu se po zbytek dní pohybuje kolem teploty -4°C až 2°C a při -4°C je $Q_h = 31,2 \text{ kW}$, což je 95% tepelných ztrát objektu. Z toho vyplývá, že jednotka GAHP-AR PRO od firmy Robur vyhovuje pro toto vytápění. Pro chlazení v létě by měla tato jednotka dle výrobce postačovat. Výrobce uvádí, že pokud postačuje pro vytápění, bude postačovat i pro chlazení. Toto tvrzení jsme potvrdili výpočtem potřeby chladu pro chlazení. Při teplotě vzduchu 35°C a tepelném spádu $10^\circ\text{C}/15^\circ\text{C}$ dodá jednotka $Q_c = 17,4 \text{ kW}$.



Obrázek 7-1: Absorpční tepelné čerpadlo firmy Robur [20]

Technické parametry GAHP AR PRO			
Vytápění			
G.U.E. (účinnost využití plynu)		%	140
Výkon hořáku	nominální	kW	25,7
Výstupní teplota vody	nominální	°C	50
Teplota vratné vody	max.	°C	45
	min.	°C	2
Tepelný výkon	nominální	kW	35,3
Jmenovitý průtok vody	nominální	l/h	3040
Tlaková ztráta při jmenovitém průtoku		bar	0,29
Rozsah teplot vzduchu	max.	°C	35
	min.	°C	-20
Spotřeba plynu	zemní plyn	m ³ /h	2,72
Chlazení			
G.U.E. (účinnost využití plynu)		%	67
Výkon při chlazení		kW	16,9
Jmenovitý průtok vody	nominální	l/h	2900
Tlaková ztráta při jmenovitém průtoku		bar	0,31
Rozsah teplot vzduchu	max.	°C	45
	min.	°C	0
Výstupní teplota vody	max.	°C	45
	min.	°C	6
Teplota vratné vody	min.	°C	3
	nominální	°C	7
Elektrické údaje			
	napětí	V	230
	kmitočet	Hz	50
Příkon	jmenovitý	kW	0,9
Provozní a montážní údaje			
Hladina hlučnosti ve vzdálenosti 10m		dB(A)	54
Maximální provozní tlak		bar	4
Rozměry	šířka	mm	850
	výška	mm	1290
	hloubka	mm	1230
	váha	kg	380

Tabulka 7-1: Technické parametry GAHP-AR PRO [20]

7.2 Návrh akumulční nádrže

Akumulční nádrž se v každé instalaci doporučuje, ale pokud má být efektivně využita, měla by mít výstupní voda do systému nejvyšší teplotu 50°C. Tímto technickým řešením sníží zapalovací cyklus zařízení, a tím se i zvýší účinnost celého systému. Ideální objem akumulční nádrže se může vypočítat z tohoto vzorce:

$$V = \frac{Q_s}{\rho \cdot C_p \cdot \Delta T} \cdot t \quad (1) \quad (7.1)$$

- Q_s tepelný výkon dodaný do akumulční nádrže [kW]
- ρ hustota vody 1000 [kg·m⁻³]
- C_p měrná tepelná kapacita vody 4,187 [kJ·kg⁻¹·K⁻¹]
- ΔT tepelný spád otopné soustavy [K]
- t doba akumulace [s]

Zjednodušený výpočet pro určení dodaného tepla:

$$Q_s = Q_h - (Q_h \cdot F_c) \quad (\text{kW}) \quad (7.2)$$

- Q_h dodaný topný výkon zařízení [kW]
- F_c minimální sezónní zatížení [-]

Celkové využití zdroje v závislosti na klimatických podmínkách:

$$F_c = \frac{T_i - T_{am}}{T_i - T_a} \quad (-) \quad (7.3)$$

- T_i teplota vnitřního prostředí [°C]
- T_{am} nejčastěji se vyskytovaná venkovní teplota [°C]
- T_a výpočtová venkovní teplota [°C]

Výpočet:

$$F_c = \frac{20 - 2}{20 - (-12)} = 0,563$$

$$Q_s = 33 - (33 \cdot 0,563) = 14,4 [\text{kW}]$$

$$V = \frac{14,4}{1000 \cdot 4,187 \cdot (45 - 35)} \cdot 14400 = 4,95 [\text{m}^3]$$

Objem akumulční nádrže nám vyšel 4,95 m³. Volíme tedy akumulční nádrž PS 5000.

Technické parametry akumulční nádrže	
Objem	5000l
Izolace	snímatelná polyuretanová izolace 100 mm
Max. teplota	95°C
Tlak	6 barů
Výška	2 855 mm
Průměr	1 800 mm

Tabulka 7-2: Technické parametry akumulční nádrže



Obrázek 7-2: Akumulční nádrž PS 5000, bez izolace [16]

7.3 Návrh zásobníku TUV a solárního systému

Pro navržení optimální velikosti kolektorového pole a zásobníku je nutné znát konkrétní údaje o spotřebě teplé vody, popřípadě počet osob, které spotřebují určitý objem vody. Pro větší systémy přípravy TUV je důležité určit náklady na provoz a návratnost celého systému. Aby v létě nevznikaly velké přebytky tepla, určuje se velikost kolektorového pole (nejnižší spotřeba a největší solární zisky) pro měsíc červenec. Jednoduché stanovení plochy kolektorů lze provést pomocí údajů zjištěných z průměrných denních zisků v nejteplejším měsíci v roce. Určí se podle energie, která se získá z jednoho m^2 daného kolektoru. A to podílem denní spotřeby a denního zisku z m^2 . Velikost zásobníku zjistíme za pomoci jednoduchého výpočtu, ve kterém se vynásobí počet osob a objem vody, který spotřebují.

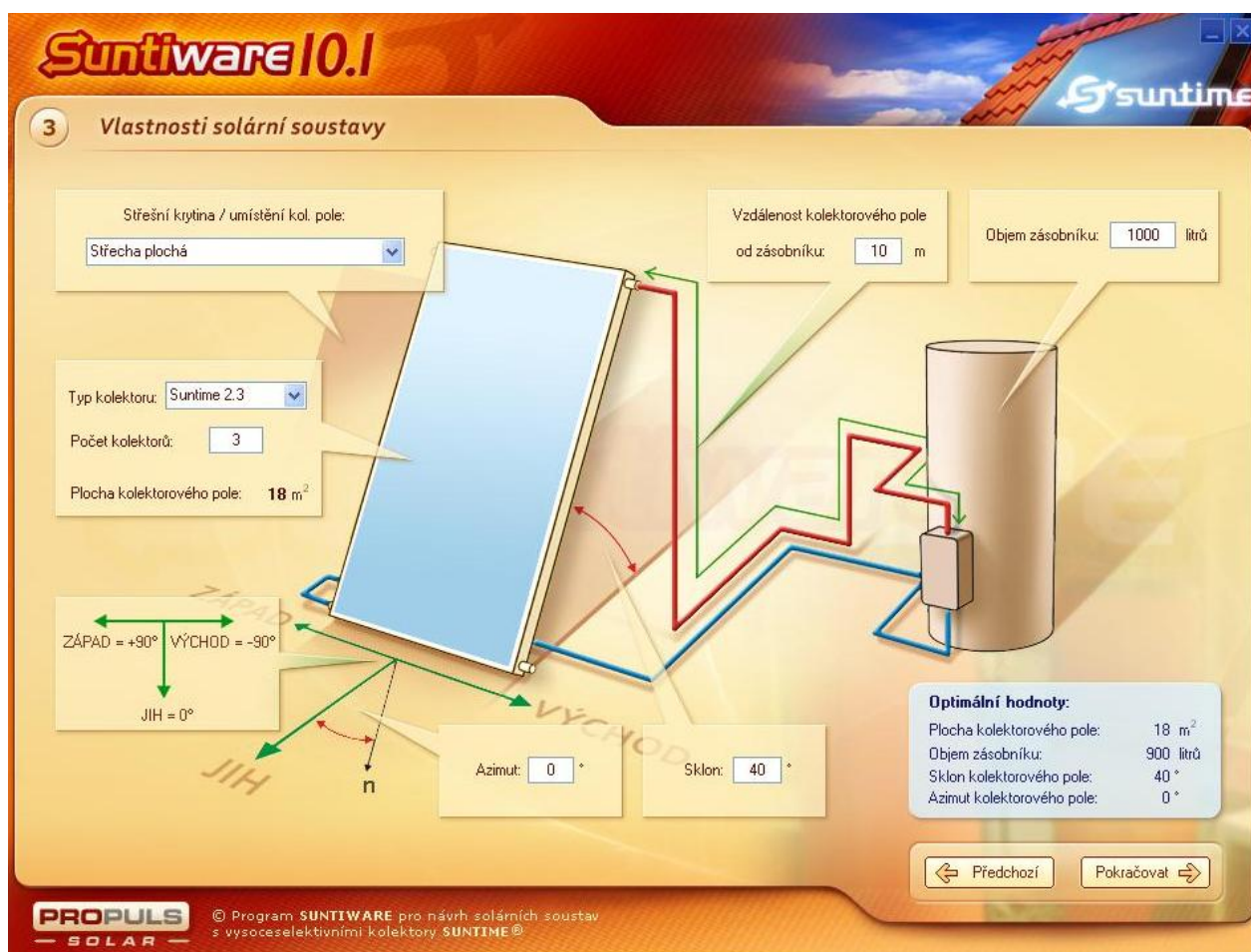
Pro určení velikosti zásobníku na TUV a nejvhodnější počet kolektorů jsme opět použili návrhový program SUNWARE 10.1 firmy Propuls solar s.r.o. Vstupní parametry jsou zadane v kapitole 6.4.

Hodnoty určené z návrhového programu jsou:

- plocha kolektorového pole: 18 m^2
- objem zásobníku: 900 l
- sklon kolektorového pole: 40°
- azimut kolektorového pole: 0°

Volíme tedy:

- solární kolektory Suntime 2.3: 3ks o celkové absorpční ploše $16,47 \text{ m}^2$
- zásobník: OKC 1000 NTRR/1MPa
- topná patrona: 9kW

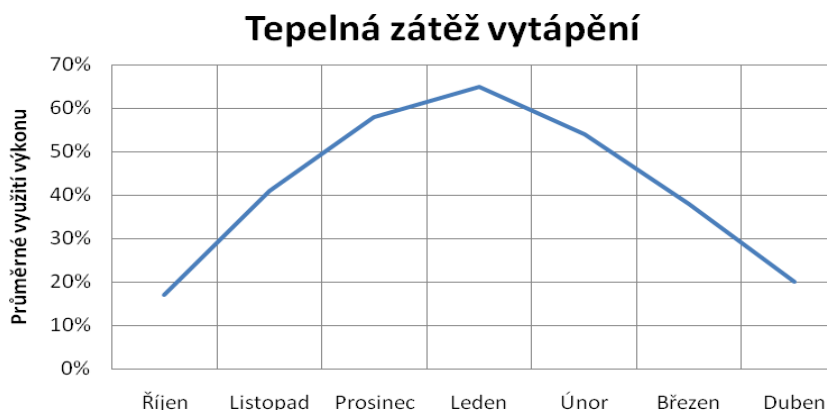


Obrázek 7-3: Program pro návrh solárního systému [18]

8 SPOTŘEBA ENERGIE SYSTÉMU

8.1 GAHP-AR PRO

Průměrné využití výkonu zdroje je zobrazeno v grafu 5.1-1. Potřeba výkonu zdroje nepřevyšuje 65% z výpočtového výkonu.



Obrázek 8-1: Tepelná zátěž pro vytápění [20]

Výpočet spotřeby plynu na vytápění:

Potřeba tepla dle našeho výpočtu je podle metody denostupňů 75,9 MWh. Účinnost absorpčního TČ je při teplotě vzduchu -6°C 120% a při průměrné venkovní teplotě, která činí $4,4^{\circ}\text{C}$ je účinnost 140%. Pokud chceme vypočítat spotřebu tepla na vytápění objektu, počítáme s roční průměrnou účinností kolem 133%. Převod 1m^3 plynu = 10,55kW

Výpočet:

$$Q_{\text{vytápění, plyn}} = \frac{75,9 \cdot 10^3}{1,33} = 57070 \text{ kwh} = \frac{75,9 \cdot 10^3}{1,33 \cdot 10,55} = 5410 \text{ m}^3 \text{ plynu}$$

Výpočet spotřeby plynu na ohřev TUV:

Na ohřev TUV je na rok potřeba 18,7 MWh. Z toho 8,2 MWh dodá solární systém. A 10,5 MWh je nutné dodat absorpčním TČ.

Výpočet:

$$Q_{\text{TUV, plyn}} = 10500 \text{ kwh} = \frac{10,5 \cdot 10^3}{1 \cdot 10,55} = 995 \text{ m}^3 \text{ plynu}$$

Výpočet spotřeby plynu na chlazení budovy:

K vychlazení budovy na potřebnou teplotu v létě je potřeba 26,5 MWh. Účinnost volíme 69%.

Výpočet:

$$Q_{\text{chlazení, plyn}} = \frac{26,5 \cdot 10^3}{0,69} = 38400 \text{ kWh} = \frac{26,5 \cdot 10^3}{0,69 \cdot 10,55} = 3658 \text{ m}^3 \text{ plynu}$$

Spotřeba pomocné energie na vytápění, chlazení a ohřev TUV:

Spotřebu oběhových čerpadel otopného systému a solárního systému jsme určili také pomocí programu Energie 2009. Je 1 400 kWh. Spotřebu elektrické energie, kterou spotřebuje absorpční jednotka, jsme vypočítali, že na výrobu 1kW absorpční jednotkou je potřeba 0,025kW elektrické energie. Energie, kterou dodá absorpční jednotka za rok je přibližně 113 000 kWh. Její spotřeba elektrické energie je 2 825 kWh. Součet je 4225 kWh.

8.2 Roční platba za plyn a elektrickou energii

Výpočet jsme provedli za pomoci kalkulačky umístěné na webových stránkách RWE. Celková spotřeba zemního plynu činí 10 063 m³.

Potřeba zemního plynu v celých m³: 10 063 m³

Přepočtená spotřeba v kWh: 108 060 kWh

Denní vypočtená kapacita: 0,093 tis. m³

Období: Od: 01.01.2010

Do: 31.12.2010

Kategorie zákazníka: Maloodběratel

Platba za distribuci:

Platba za denní rezervovanou kapacitu: 8 076,74 Kč

Platba za distribuci - odebraný plyn: 12 962,86 Kč

Platba za ostatní služby dodávky:

Platba za přepravu a uskladnění: 7 782,64 Kč

Odebraný plyn: 72 543,59 Kč

Platba za služby operátora trhu: 109,16 Kč

Celková orientační platba za spotřebovaný zemní plyn (bez DPH): 101 474,99 Kč

Celková orientační platba za spotřebovaný zemní plyn (vč. DPH): 121 769,94 Kč

Průměrná cena na kWh (bez DPH a daně ze zemního plynu): 0,94 Kč/kWh

Průměrná cena na kWh (vč. DPH a daně ze zemního plynu): 1,13 Kč/kWh

Pomocná elektrická energie:

Je její hodnota je 4 225 kWh. Cena jedné kWh pro podnikatele počítáme 2,316 Kč/kWh .

Platba za el. energii: $4225 * 2,316 = 9875 \text{ Kč}$

Celková platba: Roční platební výdaje na vytápění, chlazení a ohřev TUV činí 131 645 Kč.

9 ENERGETICKÉ ZHODNOCENÍ

Na absorpční tepelné čerpadlo můžeme nahlížet ze dvou ekologických hledisek. Z hlediska spotřeby energie a použitého chladiva. V našem případě čpavku. Naše navržená jednotka má chladivo v hermeticky těsném (svařovaném) okruhu, do kterého není potřeba chladivo doplňovat a tedy chladivo ani neuniká. To je velice důležité z ekologického a zdravotního hlediska, protože v případě úniku je čpavek velmi nebezpečný životu. 99% potřebné energie na udržení požadovaného klima v budově je z plynu a 1% energie pokrývá elektrická energie na provoz našeho navrženého systému.

Pokud porovnáme spotřebovaný plyn a elektrickou energii, je to spotřeba ve velkém nepoměru. Plyn přeměníme s účinností na vytápění kolem 140% a chlazení s účinností kolem 70 %. Přitom naše spotřebovaná elektrická energie je vyrobená s velice malou účinností a to 30 %.

Výhodou našeho navrženého systému je, že vytápění, chlazení a ohřev TUV provádí jedna absorpční jednotka a ohřev TUV je doplněn solárním systémem. V každé místnosti je jeden typ otopného zařízení (faincoil). Pokud by byl systém navržen, že by byla samostatná jednotka na vytápění, pak by v každé místnosti byla klimatizace. Nebo centrální klimatizace, kde je potřebná vzduchotechnická strojovna, která je podřízena velmi přísným hygienickým a technickým požadavkům. Jednalo by se o celkový systém s náročnější montáží, obsluhou a údržbou.

Výpočet měrných spotřeb energie:

Vycházíme z údajů jako je celkový objem budovy V , vytápěná plocha S . Ze spotřeby energií na vytápění 57 070 kWh, na ohřev TUV 10 500 kWh, chlazení 38 400 kWh a pomocné energie 4 225 kWh.

Měrná spotřeba energie na vytápění a chlazení:

$$e_v = \frac{\sum Q_x}{V} = \frac{57070 + 10500 + 38400 + 4225}{2160} = 51 \text{ kWh} / \text{m}^3$$

$$e_s = \frac{\sum Q_x}{S} = \frac{57070 + 10500 + 38400 + 4225}{720} = 153 \text{ kWh} / \text{m}^2$$

- e_v měrná spotřeba energie na m^3 [$\text{kWh} \cdot \text{m}^{-3}$]
- e_s měrná spotřeba energie na m^2 [$\text{kWh} \cdot \text{m}^{-2}$]
- $\sum Q_x$ spotřeba daných režimů [kWh]
- V objem budovy [m^3]
- S vytápěná plocha [m^2]

10 ZÁVĚR

Provedli jsme návrh systému s absorpčním tepelným čerpadlem. Navrhli jsme absorpčním tepelné čerpadlo GAHP PRO od firmy Robur. Tato jednotka má výkon při vytápění 35,3 kW a při chlazení 16,9 kW. Nejprve bylo nutné vypočítat tepelné ztráty budovy. To jsme provedli pomocí obálkové metody. Tepelná ztráta budovy podle tohoto výpočtu je 33 kW. Dle této hodnoty jsme zvolili jednotku, kterou jsme již zmínili. Dále jsme provedli výpočty potřeby energií na vytápění (použili jsme metodu denostupňů), chlazení (pomocí programu Energie 2009) a potřebu energie na ohřev TUV (pomocí programu SUNTIWARE). Za pomocí tohoto programu jsme navrhli zásobník na TUV OKC 1000 NTRR, do kterého se umístí odporová topná patrona o velikosti 9 kW. Doplní solární systém v letních měsících, kdy bude absorpční jednotka chladit budovu. Velikost plochy solárních plochých kolektorů, která je podle našeho návrhu 16,5 m². Do topné soustavy jsme navrhli akumulární nádrž o velikosti 5000 l. Ta by měla dostatečně postačit, aby se zabránilo častému vypínání a zapínání absorpční jednotky. Pokud není určitou dobu v provozu, vychladne absorbent. Trvá přibližně 15 minut než se tento absorbent zahřeje a jednotka může jet na provozní výkon. Nakonec jsme vypočetli měrnou spotřebu energie, která je 153 kWh/m². Touto měrnou spotřebou energie se daný objekt řadí k velmi ne hospodárným.

Celoroční platba za energie činí 131 645 Kč.

Možností kde použít absorpční tepelné čerpadlo je mnoho. V Jižní Evropě se například instalují tam, kde je omezený příkon elektrické přípojky a je vysoký požadavek na chlazení. Vhodnou alternativou je zemní plyn, pokud je v dané lokalitě k dispozici.

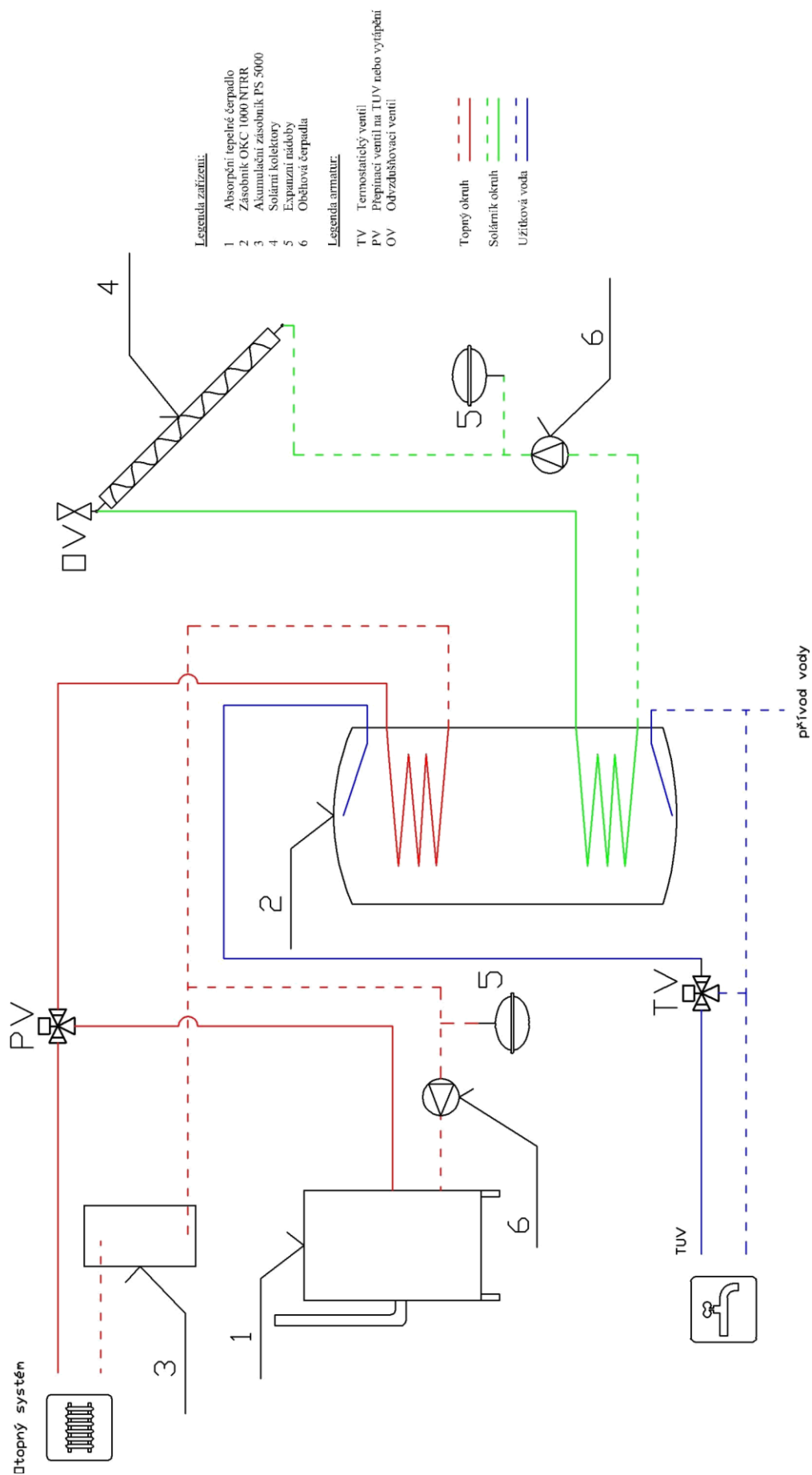
Dalším řešením by mohl být návrh jiného systému, který by byl více ekonomický a hospodárný. Nebo návrh jiného konstrukčního řešení budovy.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] ALFACO, K [online]. 1999 [cit. 2009-16-09]. Dostupný z WWW: <http://www.alfaco.cz/copeland/navody/cr.pdf>
- [2] ČSN EN ISO 13 790: *Energetická náročnost budov - Výpočet potřeby energie na vytápění a chlazení*
- [3] DVOŘÁK Zdeněk, Luděk Klazar, Jiří Petrák., *Tepelná čerpadla*, 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury Praha 1987, 339s.
- [4] DVOŘÁK Zdeněk, *Základy chladicí techniky*, Praha: České vysoké učení technické, 1984, 218s., Sign: TK-A-0210.788-8
- [5] HEINZ Remmers Karl, [et al. ; překlad Jan Struška, Petr Kramoliš], *Velká solární zařízení: úvod k navrhování a provozu*, - 1. vyd. – Brno: ERA, 2007, 315 s., ISBN: 978-80-7366-110-6
- [6] HEROLD K.E., *Absorption chillers and heat pumps*, Boca Raton: CRC Press, 1996. 329s. il. ISBN 0-8493-9427-9
- [7] HIRŠ Jiří, Gunter Gebauer, *Vzduchotechnika v příkladech – 1*, Brno 2006 nakladatelství CERM akademické nakladatelství
- [8] HOCH Václav, Milan Horáček, *Tepelné a hydraulické stroje*, 2. přeprac. vyd., Brno: Vysoké učení technické, 1989, 157s., Sign: TK-A-0241.521
- [9] HUNGARIAN Copper Promotion Centre, *Legionella v pitné vodě* [online], c2007, [cit. 2010-09-03], Dostupný z WWW: <http://www.medportal.cz/zdravi/ochrana-proti-legionelam>
- [10] CHLUMSKÝ Vladimír, *Konstrukce chladících zařízení*, Praha: SNTL, 1958, 189s., Sign: 4-0395.961
- [11] KOLEKTIV autorů, *Energie prostředí, geotermální energie, tepelná čerpadla* [online]. c2001-2008 [cit. 2009-11-09]. Dostupný z WWW: <http://www.i-ekis.cz/?page=prostredi>
- [12] KOLEKTIV autorů, *Netradiční energetika a tepelná čerpadla: skripta ke kursu*, Praha: Dům techniky ČSVTS, 1982-1983. 72s. - 2 sv.. ISBN: (Brož.). Sign: 4-0863.063
- [13] KOLEKTIV autorů, *Využívání odpadního tepla a tepelných čerpadel*, - Praha: Dům techniky ČSVTS, 1987. - 80s.
- [14] KUKUCZKA Tomáš, *Využití obnovitelných zdrojů energie v podmínkách ČR* [online]. 2007 [cit.2009-10-12].Dostupný z WWW: <http://www.roznovskastredni.cz/dwnl/pel2007/15/Kukuczka.pdf>
- [15] MATHAUSEROVÁ Zuzana, *Kvalita vnitřního prostředí v našich předpisech –mikroklima* [online], 18.4.2005 [cit. 2010-13-3]. Dostupný z WWW: <http://www.tzbinfo.cz/t.py?t=2&i=2470>
- [16] NEOSOLAR, *Akumulační nádrž PS 5000* [online]. 2007 [cit.2010-21-4]. Dostupný z WWW:<http://eshop.neosolar.cz/?p=productsMore&iProduct=545&sName=akumula%E8n%ED-n%E1dr%9E-ps-5000>
- [17] PETRÁŠ Dušan a kolektiv. *Nízkoteplotní vytápění a obnovitelné zdroje*, 1. vyd., Bratislava: Jaga, 2008, 207 s, ISBN: 978-80-8076-069-4 (váz.).
- [18] PROPULS solar, *Suntivare 10*, Pardubice 2010.

-
- [19] REINBERK Zdeněk, *Potřeba tepla pro vytápění a ohřev teplé vody*, [online]. --- [cit. 2010-27-2]. Dostupný z WWW:
<http://www.tzb-info.cz/t.py?t=16&i=47&h=38&obor=5>
- [20] ROBUR, *Desing Manual GAHP AR* [online], c2008-2010, [cit. 2010-01-03], Dostupný z WWW: http://www.robur.it/documenti_prodotto/DMNL039_Engineer-Manual_GAHP-AR_PRO_EN-20090904142848.pdf
- [21] RWE, *Kalkurátor ceny* [online], --- [cit. 2010-17-05]. Dostupný z WWW:
<http://www.rwe.cz/cs/mo-proentacni-vypocet-ceny-zemniho-plynu/>
- [22] SAMAD, *Scroll kompresory* [online], c2008 [cit. 2009-11-09]. Dostupný z WWW:
http://www.samad.cz/prodej-techniky/120_scroll-kompresory
- [23] SOLAR power, *Deskové výměníky tepla* [online], --- [cit. 2009-11-09]. Dostupný z WWW:
<http://www.solarpower.cz/default.asp?p=bazeny>
- [24] SVOBODA Z., *Software Energie 2009*, Kladno 2009.
- [25] ŽERAVÍK Antonín, *Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]*, Přerov, EURO-PRINT 2003, 311s, ISBN 80-239-0275-X

Příloha A Schéma zapojení



Příloha B Návrhové tabulky tepelných výkonů pro vytápění

Jednotkový tepelný výkon GAHP-AR - vytápění							
Venkovní teplota vzduchu (T _a)	Teplota výstupní vody (T _{hm})						
	30°C	35°C	40°C	45°C	50°C	55°C	60°C
	Teplota vratné vody (T _{hr})						
	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C	50°C
	q _h [kW]	q _h [kW]	q _h [kW]	q _h [kW]	q _h [kW]	q _h [kW]	q _h [kW]
-20°C	27,3	26,5	25,7	24,9	24,9	24,6	24,3
-19°C	27,5	26,8	26,0	25,2	25,1	24,8	24,5
-18°C	27,8	27,0	26,2	25,4	25,3	24,9	24,6
-17°C	28,0	27,2	26,5	25,7	25,4	25,1	24,8
-16°C	28,3	27,5	26,7	25,9	25,6	25,3	24,9
-15°C	28,5	27,7	27,0	26,2	25,8	25,5	25,1
-14°C	29,0	28,2	27,3	26,5	26,0	25,7	25,4
-13°C	29,5	28,6	27,7	26,8	26,3	26,0	25,6
-12°C	29,9	29,0	28,1	27,1	26,5	26,2	25,9
-11°C	30,4	29,4	28,4	27,4	26,8	26,5	26,1
-10°C	30,9	29,9	28,8	27,7	27,0	26,7	26,4
-9°C	31,5	30,4	29,4	28,3	27,5	27,2	26,9
-8°C	32,2	31,1	29,9	28,8	27,9	27,7	27,5
-7°C	32,8	31,7	30,5	29,4	28,4	28,2	28,0
-6°C	33,2	32,1	31,1	30,0	28,8	28,5	28,2
-5°C	33,6	32,6	31,6	30,6	29,2	28,8	28,4
-4°C	34,0	33,0	32,1	31,2	29,7	29,2	28,7
-3°C	34,4	33,5	32,7	31,8	30,1	29,5	28,9
-2°C	34,7	34,0	33,2	32,4	30,5	29,8	29,1
-1°C	35,1	34,4	33,7	33,0	30,9	30,1	29,3
0°C	35,5	34,9	34,2	33,6	31,4	30,5	29,6
+1°C	35,9	35,3	34,8	34,2	31,8	30,8	29,8
+2°C	36,3	35,8	35,3	34,8	32,2	31,1	30,0
+3°C	36,6	36,2	35,8	35,3	32,8	31,7	30,6
+4°C	36,9	36,6	36,2	35,9	33,4	32,3	31,2
+5°C	37,3	37,0	36,7	36,4	34,1	32,9	31,8
+6°C	37,6	37,4	37,2	37,0	34,7	33,5	32,4
+7°C	37,9	37,8	37,6	37,5	35,3	34,2	33,0
+8°C	38,1	38,0	37,8	37,7	35,6	34,5	33,4
+9°C	38,3	38,1	38,0	37,9	35,9	34,8	33,7
+10°C	38,6	38,5	38,5	38,4	36,4	35,5	34,5
+11°C	38,7	38,7	38,6	38,5	36,6	35,7	34,8
+12°C	38,9	38,8	38,8	38,7	36,9	36,0	35,0
+13°C	39,0	39,0	38,9	38,8	37,1	36,2	35,3
+14°C	39,2	39,1	39,0	39,0	37,4	36,5	35,5
+15°C	39,3	39,2	39,2	39,1	37,6	36,7	35,8

Příloha C Návrhové tabulky tepelných výkonů pro chlazení

Jednotkový tepelný výkon GAHP-AR - chlazení								
Venkovní teplota vzduchu (T_a)	Teplota výstupní vody (T_{hm})							
	3°C	4°C	5°C	6°C	7°C	8°C	9°C	10°C
	Teplota vratné vody (T_{hr})							
	8°C	9°C	10°C	11°C	12°C	13°C	14°C	15°C
	q_c [kW]	q_c [kW]	q_c [kW]	q_c [kW]	q_c [kW]	q_c [kW]	q_c [kW]	q_c [kW]
15°C	19,00	18,93	18,85	18,78	18,70	18,75	18,80	18,85
16°C	18,92	18,86	18,80	18,74	18,68	18,73	18,79	18,84
17°C	18,84	18,80	18,75	18,71	18,66	18,72	18,77	18,83
18°C	18,76	18,73	18,70	18,67	18,64	18,70	18,76	18,82
19°C	18,68	18,67	18,65	18,64	18,62	18,68	18,75	18,81
20°C	18,60	18,60	18,60	18,60	18,60	18,67	18,73	18,80
21°C	18,40	18,44	18,47	18,51	18,54	18,61	18,68	18,75
22°C	18,20	18,27	18,34	18,41	18,48	18,55	18,63	18,70
23°C	18,00	18,11	18,21	18,32	18,42	18,50	18,57	18,65
24°C	17,80	17,94	18,08	18,22	18,36	18,44	18,52	18,60
25°C	17,60	17,78	17,95	18,13	18,30	18,38	18,47	18,55
26°C	17,26	17,50	17,73	17,97	18,20	18,29	18,37	18,46
27°C	16,92	17,22	17,51	17,81	18,10	18,19	18,28	18,37
28°C	16,58	16,94	17,29	17,65	18,00	18,09	18,19	18,28
29°C	16,24	16,66	17,07	17,49	17,90	18,00	18,09	18,19
30°C	15,90	16,38	16,85	17,33	17,80	17,90	18,00	18,10
31°C	15,30	15,88	16,46	17,04	17,62	17,73	17,85	17,96
32°C	14,70	15,39	16,07	16,76	17,44	17,57	17,69	17,82
33°C	14,10	14,89	15,68	16,47	17,26	17,40	17,54	17,68
34°C	13,50	14,40	15,29	16,19	17,08	17,23	17,39	17,54
35°C	12,90	13,90	14,90	15,90	16,90	17,07	17,23	17,40
36°C	\	\	\	\	16,52	16,72	16,92	17,12
37°C	\	\	\	\	16,14	16,37	16,61	16,84
38°C	\	\	\	\	15,76	16,03	16,29	16,56
39°C	\	\	\	\	15,38	15,68	15,98	16,28
40°C	\	\	\	\	15,00	15,33	15,67	16,00
41°C	\	\	\	\	\	\	\	15,50
42°C	\	\	\	\	\	\	\	15,00
43°C	\	\	\	\	\	\	\	14,50
44°C	\	\	\	\	\	\	\	14,00
45°C	\	\	\	\	\	\	\	13,50